SÉRIE
DE LA GESTION
DE L'ÉNERGIE

11

À L'INTENTION
DES INDUSTRIES,
COMMERCES
ET INSTITUTIONS

Refroidissement et pompes à chaleur

PRÉFACE

L'art et la science de la gestion de l'énergie ont accompli des progrès remarquables au cours de la dernière décennie. La gestion de l'énergie est devenue une discipline sérieuse dans le cadre du processus de gestion de la plupart des entreprises qui connaissent le succès.

D'abord, au début des années 70, on a mis sur pied des programmes d'économie d'énergie afin de réduire la menace de pénurie d'énergie que pesait sur le Canada, de même que la dépendance du pays à l'endroit du pétrole étranger. Toutefois, la hausse vertigineuse des prix n'a pas tardé à donner une signification nouvelle à l'expression «économie d'énergie»: réduire le coût de l'énergie.

Nombre d'industries, de commerces et d'organismes publics ont relevé le défi et abaissé les coûts d'énergie jusque dans une proportion de 50%. On est ainsi arrivé à utiliser l'énergie de façon rationnelle, grâce à des mesures telles que des programmes d'information à l'intention du personnel, des moyens d'entretien plus à point, la simple élimination du gaspillage, et en mettant de l'avant des projets aptes à moderniser ou améliorer les installations et l'équipement.

Pour en arriver maintenant à économiser d'avantage l'énergie, il importe de mieux connaître la technologie et ses applications en plus d'avoir recours à des appareils à haut rendement énergétique.

À la demande du Programme d'économie de l'énergie dans l'industrie canadienne, du Programme des groupes de travail sur la gestion de l'énergie dans les secteurs commercial et institutionnel, et d'associations professionnelles et commerciales intéressées, la Division de l'énergie industrielle du ministère de l'Énergie, des Mines et des Ressources a élaboré une série de modules techniques portant sur la gestion de l'énergie.

Ces manuels aideront les gestionnaires et le personnel d'exploitation à découvrir les possibilités de gestion de l'énergie dans leur cadre de travail. On y trouve une quantité de renseignements pratiques, notamment des équations mathématiques, des renseignements généraux sur des techniques éprouvées, ainsi que des exemples concrets d'économie d'énergie.

Pour obtenir de plus amples renseignements concernant les modules figurant dans la liste qui suit ou la documentation utilisée dans le cadre des ateliers, y compris les études de cas, veuillez écrire à l'adresse suivante:

La Division de la gestion de l'énergie dans les
entreprises et dans le secteur gouvernemental
Direction des économies d'énergie
Énergie, Mines et Ressources Canada
580, rue Booth
Ottawa (Ontario)
K1A 0E4

Gestion de l'énergie et participation des employés
Évaluation de la consommation
Analyse financière énergétique
Comptabilité de la gestion énergétique
Récupération de la chaleur perdue
1 Isolation thermique des équipements
2 Éclairage
3 Électricité
4 Moteurs électriques économiseurs d'énergie
5 Combustion
6 Appareillage de chaufferie
7 Fours, sécheurs et fours de cuisson
8 Réseaux de vapeur et de condensat
9 Chauffage et refroidissement (vapeur et eau)
10 Chauffage, ventilation et conditionnement d'air
11 Refroidissement et pompes à chaleur
12 Réseaux de distribution d'eau et d'air comprimé
13 Ventilateurs et pompes
14 Compresseurs et turbines
15 Mesures et contrôle
16 Régulation automatique
17 Manutention des matériaux et transport sur place
18 Point de vue architectural
19 Accumulation thermique
20 Guide de planification et de gestion

© Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1987

En vente au Canada par l'entremise des

Librairies associées
et autres libraires

ou par la poste auprès du

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnements et Services Canada
Ottawa (Canada) K1A 0S9

N° de catalogue M91-6/11F au Canada: $6.50
ISBN 0-662-93333-8 à l'étranger: $7.80

Prix sujet à changement sans préavis

Tous droits réservés. On ne peut reproduire aucune partie du présent ouvrage, sous quelque forme ou par quelque procédé que ce soit (électronique, mécanique, photographique) ni en faire un enregistrement sur support magnétique ou autre pour fins de dépistage ou après diffusion, sans autorisation écrite préalable des Services d'édition, Centre d'édition du gouvernement du Canada, Ottawa, Canada K1A 0S9.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
Objectif	1
Contenu	1
NOTIONS DE BASE	3
Charges calorifiques des immeubles et des procédés	3
Réfrigération — Termes et définitions	4
Fluide frigorigène	4
Température	4
Pression	4
Changement d'état	4
Énergie dans les liquides et vapeurs	4
Transfert de chaleur	4
Chaleur latente de fusion	5
Évaporation et condensation	5
Qualité de la vapeur	5
Processus	5
Cycle	5
Travail	5
Tables de fluides frigorigènes	5
Température de saturation	5
Pression de saturation	6
Masse spécifique d'un liquide saturé	6
Volume spécifique de la vapeur saturée	6
Enthalpie	6
Entropie	6
Vapeur surchauffée	7
Diagrammes d'état	7
Cycle frigorifique de base	8
Première étape : évaporation	9
Deuxième étape : compression	9
Troisième étape : condensation	10
Quatrième étape : détente	10
Toutes les étapes réunies : le cycle complet	10
Cycle de Carnot inversé	11
Coefficient de performance	12
Cycle théorique de compression de vapeur	13
Coefficient de performance	14

Considérations d'ordre pratique 14
Transfert de chaleur 15
Surchauffe 15
Vapeur instantanée et sous-refroidissement 16
Déviation des gaz chauds 17
Givrage de l'évaporateur 17

Cycle d'une pompe à chaleur 17

Cycle frigorifique à absorption 17

Systèmes frigorifiques spéciaux 20

Fluides frigorigènes 21
Caractéristiques recherchées 21
Principaux fluides frigorigènes — Machines à compression de vapeur 22
Principaux fluides frigorigènes — Machines à absorption 22
Saumures et fluides frigoporteurs secondaires 22

Analyse énergétique 22

Sommaire 23

APPAREILLAGE 25

Compresseurs frigorifiques 25
Machines volumétriques 25
Machines dynamiques 27

Évaporateurs 29
Serpentins 29
Refroidisseurs de liquides 30

Dispositifs de détente 31

Condenseurs 32
Condenseurs refroidis à l'eau 32
Condenseurs refroidis à l'air 33
Condenseurs évaporatifs 34

Appareils de rejet de chaleur 34
Refroidissement à l'air 34
Refroidissement à l'eau 35
Refroidissement par évaporation d'eau 35
Autres systèmes de refroidissement 35

Systèmes de compression à étages multiples 36

Installations frigorifiques en cascade 37

Pompes à chaleur 38

Effets de l'entretien sur le rendement des systèmes 38

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE 41

Possibilités de maintenance 41

Exemples concrets de maintenance 41
1. Abaissement de la température de condensation 41
2. Nettoyage des évaporateurs et des condenseurs 42

Possibilités d'améliorations de coûts modiques 43

Exemples concrets de possibilités d'améliorations de coûts modiques 44
1. Traitement de l'eau des condenseurs 44
2. Pompe à chaleur versus chauffage électrique 45
3. Dérivation des gaz chauds 46

Possibilités de rénovation 46

Exemples concrets de possibilités de rénovation 47
1. Utilisation de machines à absorption 47
2. Récupération de la chaleur rejectée au condenseur 49
3. Décentralisation des installations pour répondre à des besoins particuliers 50

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail

INTRODUCTION

Au cours de l'histoire, l'homme a utilisé diverses formes de refrigération. Des installations simples comme les glacières, les caveaux, etc. permettaient la conservation des aliments périssables pendant de longues périodes. Ces techniques rudimentaires quoique de plus en plus remplacées par des méthodes mécaniques de réfrigération sont encore utilisées de nos jours par les campeurs, les propriétaires de chalets et les personnes vivant dans des régions éloignées ou moins développées.

Les premiers systèmes de réfrigération mécanique ont été construits à la fin du XIX^{e} siècle; cependant, ce n'est qu'au cours des années quarante que leur usage s'est répandu. Ces systèmes de réfrigération mécanique permettent de bénéficier des avantages de l'entreposage frigorifique en toutes saisons et, par conséquent offrent de meilleures conditions de vie et de travail. Toutefois les coûts d'énergie pour leur fonctionnement sont significatifs. Ce module traite d'abord des installations frigorifiques et des pompes à chaleur, et identifie les possibilités de diminuer la consommation d'énergie et les coûts correspondants.

Objectif

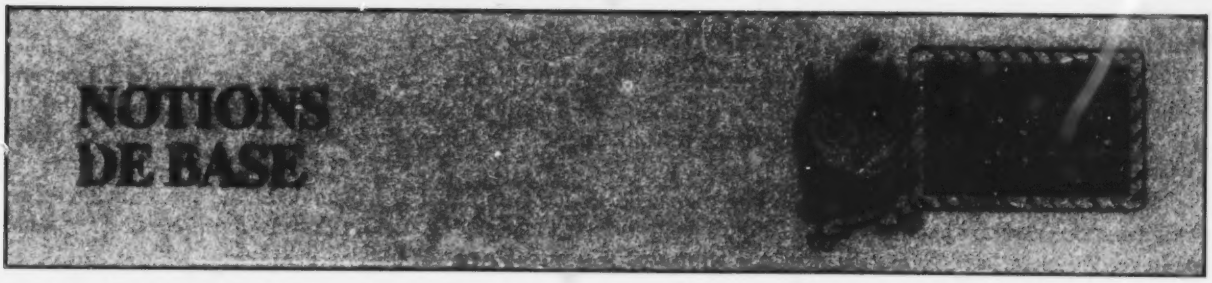
Ce module a pour but de:

- définir et expliquer les installations frigorifiques et pompes à chaleur utilisées dans les secteurs industriel, commercial et institutionnel;
- sensibiliser les propriétaires et administrateurs d'immeubles aux possibilités de diminuer la consommation d'énergie et les dépenses correspondantes;
- montrer, à l'aide d'exemples concrets, des méthodes permettant de calculer les diminutions de coûts d'énergie et les économies correspondantes;
- fournir une série de feuilles de travail à utiliser pour établir les paramètres des systèmes existants et proposés afin de déterminer les possibilités de diminution de la consommation d'énergie et des dépenses correspondantes.

Contenu

Divisé en trois sections, ce module décrit les concepts, les objectifs et l'utilisation de la réfrigération et des pompes à chaleur.

- *Notions de base* Cette section vise à fournir, avec exemples à l'appui, une compréhension de base des installations frigorifiques et pompes à chaleur, ainsi que des concepts utilisés pour les divers calculs et équations dans ce domaine.
- *Appareillage*. Cette section décrit plus en détails les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur utilisés dans les secteurs industriel, commercial et institutionnel.
- *Possibilités de gestion de l'énergie*. Cette section traite des possibilités de diminution de la consommation d'énergie et des coûts correspondants (chiffres approximatifs à l'appui) et des façons de calculer les périodes de rentabilité.
- De plus, un glossaire, des tables, des facteurs de conversion et des feuilles de calcul sont annexés.



Les systèmes frigorifiques et les pompes à chaleur sont utilisés pour transférer de l'énergie calorifique d'un milieu à un autre pour des applications de procédé ou de mécanique du bâtiment. Les réfrigérateurs domestiques sont l'exemple le plus connu. L'énergie électrique est utilisée pour entraîner l'appareil mécanique qui assure le transfert de la chaleur d'un milieu froid vers un milieu plus chaud. Avec des systèmes de ce genre, il importe de surveiller de près la consommation énergétique afin de réduire les coûts au minimum, surtout lorsqu'il est question d'installations importantes destinées aux secteurs industriel, commercial et institutionnel. Il existe de nombreuses possibilités d'amélioration de la gestion de l'énergie et de diminution des coûts qui s'y rattachent.

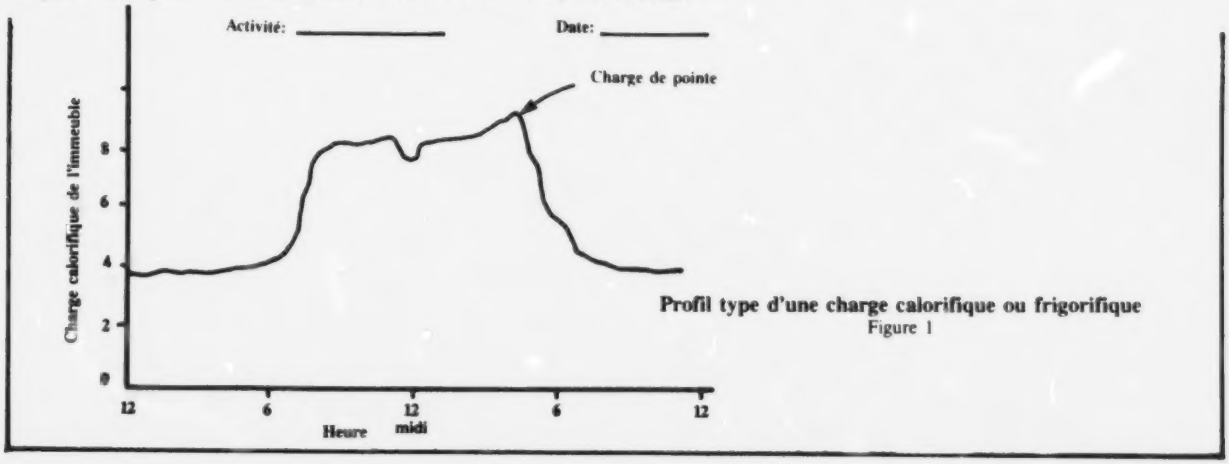
Charges calorifiques des immeubles et des procédés

La puissance frigorifique nécessaire pour une application spécifique est fonction d'un certain nombre de facteurs, peu importe qu'il s'agisse d'un climatisateur d'air ou d'une installation pour procédés industriels. Par exemple, les besoins frigorifiques de la charge d'un immeuble dépendent de:

- la construction elle-même (murs, toit, fenêtres, portes, etc.);
- la ventilation (apport d'air extérieur, quantité d'air évacué);
- la charge interne (lampes, personnes, machines, appareils, etc.);
- l'utilisation de l'immeuble (usine, entrepôt, édifice à bureaux, centre récréatif, centre médical, école);
- la température (été, hiver);
- l'infiltration (fentes autour des portes, fenêtres, et effet de cheminée).

Ces facteurs influent sur la charge calorifique des processus, mais celle-ci dépend principalement des besoins de la production, à moins que l'on ait recours à du stockage thermique. Règle générale, les charges calorifiques (grandeur et fluctuation) sont plus faciles à prédire pour les processus que pour les immeubles. Lorsqu'on trace un graphique la charge calorifique en fonction du temps, on obtient un «profil de charge» (Figure 1). Ce profil montre la charge d'un système en particulier ou d'un ensemble de systèmes durant la journée. Cette information permet au propriétaire ou à l'administrateur d'immeuble de déterminer l'intensité et l'heure des périodes de pointe (périodes où la demande est plus forte) de même que les charges totales. Les périodes de pointe que l'on retrouve sur un profil de charge identifient les moments où la diminution de la consommation d'énergie et des coûts correspondants sont les plus attrayants.

Souvent, un profil de charge indique les besoins en alimentation électrique plutôt que les charges calorifiques réelles. En assurant une saine gestion des charges calorifiques, on peut abaisser les pointes de consommation électrique. Pour plus d'informations, voir le Module 3, Électricité.



Profil type d'une charge calorifique ou frigorifique
Figure 1

Réfrigération — Termes et définitions

La réfrigération est utilisée principalement pour refroidir un produit, un liquide ou un gaz. Il arrive fréquemment que l'on doive recourir à une étape intermédiaire pour assurer le transfert de la chaleur ou du froid d'un milieu à un autre. Exemple: la production d'eau refroidie pour les systèmes de climatisation d'air ou de refroidissement de procédés.

Il importe de bien comprendre les notions d'énergie, de température et de *travail* de même que leurs interrelations avant de passer à l'examen des possibilités de gestion de l'énergie. La section *Pompes à chaleur* de ce module explique comment la réfrigération peut être utilisée à des fins de chauffage.

Fluide frigorigène

Un fluide frigorigène est un fluide utilisé pour assurer le transfert de la chaleur dans un système; il absorbe de la chaleur à basse température et basse pression et la rejette à une température et une pression plus élevée. Règle générale, le transfert de chaleur implique un changement d'état du fluide frigorigène de l'état liquide à l'état gazeux et vice versa.

Température

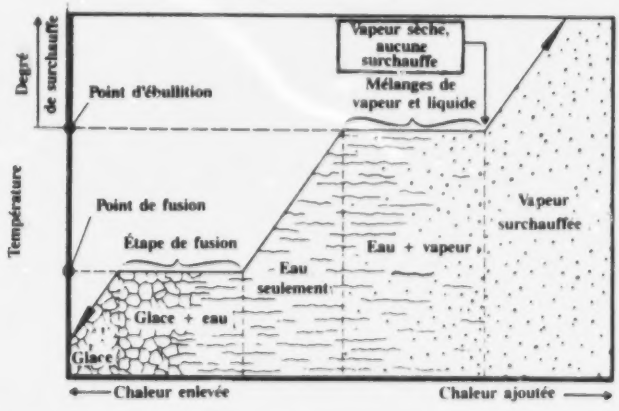
La température est une indication de l'énergie calorifique stockée dans un milieu. Lorsque la température d'un milieu est abaissée à -273°C ou 0 K (Kelvin), c'est-à-dire le *zéro absolu*, on dit que ce milieu ne renferme aucune énergie calorifique et que toute activité moléculaire a cessé.

Pression

La pression est la force exercée par unité de surface. Elle est généralement exprimée en kilopascals (kPa) ou en mégapascals (MPa).

Changement d'état

La plupart des éléments, lorsqu'on leur ajoute ou enlève de la chaleur en quantité suffisante, subissent un changement d'état. La température demeure constante jusqu'à ce que le changement d'état soit terminé. Les changements d'état peuvent comprendre, par exemple: le passage de l'état solide à l'état liquide, de l'état liquide à l'état vapeur ou vice versa. Les exemples les plus typiques de changement d'état sont la fonte de la glace et l'ébullition de l'eau (Figure 2).



Exemple de changement d'état
Figure 2

Énergie dans les liquides et vapeurs

Lorsqu'un liquide est chauffé, sa température s'élève jusqu'au *point d'ébullition*. Il s'agit de la température la plus haute à laquelle le liquide peut s'élever à la pression mesurée.

La chaleur absorbée par le liquide, lorsque sa température est portée au point d'ébullition, s'appelle la *chaleur sensible*. La chaleur nécessaire pour faire passer ce liquide de l'état liquide à l'état vapeur à la même température et à la même pression s'appelle la *chaleur latente*.

Transfert de chaleur

L'énergie calorifique peut être transmise seulement d'un niveau de température élevé à un niveau de température plus bas, à moins que de l'énergie externe ne soit ajoutée pour renverser ce phénomène. Le transfert de chaleur s'effectue lorsqu'il y a écart ou différence de température *dans un milieu*, ou encore *entre plusieurs milieux*. Le taux de transfert de chaleur est plus élevé lorsque les différences de température sont plus grandes.

Chaleur latente de fusion

Pour la plupart des substances pures, il existe des températures spécifiques de fusion et de congélation relativement indépendantes de la pression. Par exemple, la glace commence à fondre à 0°C. La quantité de chaleur nécessaire pour faire fondre un kilogramme de glace à 0°C en un kilogramme d'eau à 0°C s'appelle la chaleur latente de fusion de l'eau et est égale à 334,92 kJ/kg. Si on enlève cette même quantité de chaleur d'un kilogramme d'eau à 0°C, l'eau retourne à l'état solide, c'est-à-dire qu'elle redevient de la glace.

Évaporation et condensation

Contrairement à la congélation et à la fusion, l'évaporation et la condensation peuvent se produire à peu près à n'importe quelle température et à n'importe quelle pression. L'*évaporation* est l'échappement de molécules sous forme de gaz à la surface d'un liquide, ce phénomène est réalisé par l'absorption d'une quantité considérable de chaleur sans qu'il y ait changement de la température. La vapeur qui s'échappe de la surface d'un liquide en ébullition s'appelle *vapeur saturée*. La quantité de chaleur nécessaire pour effectuer le changement d'état s'appelle *chaleur latente de vaporisation*. Il y a *condensation* lorsque les molécules à l'état gazeux reviennent à l'état liquide.

Les liquides, incluant les fluides frigorigènes, s'évaporent à toutes les températures, le taux d'évaporation étant plus élevé à des températures supérieures. Les gaz évaporés exercent une pression appellée pression de vapeur. Au fur et à mesure que la température du liquide s'élève, il y a une plus grande perte de liquide à la surface, ce qui augmente la pression de vapeur. Il y a *ébullition* lorsque la pression de vapeur est égale à la pression du milieu environnant. Au cours de l'ébullition, la vapeur est produite à une pression égale à la pression des gaz de surface. Si la pression à la surface est augmentée, l'ébullition se produit à une plus haute température; on dit alors que le point d'ébullition est plus élevé. De même, si on diminue la pression à la surface, le point d'ébullition baisse.

Qualité de la vapeur

En principe, lorsque de la vapeur s'échappe de la surface d'un liquide, on dit qu'elle est pure et saturée à ces température et pression spécifiques. En réalité, il y a de fines gouttelettes de liquide qui s'échappent avec la vapeur. Lorsqu'il y a un mélange de liquide et de vapeur, le rapport entre la masse du liquide et la masse totale du mélange de liquide et de vapeur est désigné sous le nom de «qualité»; ce rapport est exprimé sous forme de pourcentage ou de fraction décimale.

Processus

Un processus est une modification d'ordre physique ou chimique des *propriétés* d'un corps, ou encore la transformation d'une forme d'énergie en une autre. En réfrigération, un processus est généralement défini par l'état ou les propriétés d'un fluide frigorigène en début et en fin de transformation.

Cycle

Un cycle est une série de processus aux termes desquels l'état ou les propriétés du corps en fin de cycle sont redevenus ce qu'ils étaient en début de cycle. En réfrigération, les processus nécessaires à la production de l'effet frigorifique sont disposés pour être exécutés d'une manière cyclique de façon à réutiliser le liquide frigorigène.

Travail

Le travail est l'énergie transférée par une différence de pression ou une force quelconque. Règle générale, le travail se divise en deux catégories: travail à l'arbre et travail d'écoulement.

Le *travail à l'arbre* est l'énergie mécanique utilisée pour entraîner un mécanisme ou une machine tel une pompe, un compresseur ou une turbine. Par *travail d'écoulement*, on entend l'énergie transférée à un système par l'écoulement d'un fluide entrant ou sortant d'un système. Ces deux formes de travail s'expriment en kilojoules, ou encore sous forme massique en kJ/kg.

Tables de fluides frigorigènes

Les diverses propriétés des fluides frigorigènes sont répertoriées sous forme de tables, soit pour la phase liquide ou pour la phase vapeur, sous différentes combinaisons de température et de pression.

Température de saturation

Normalement indiqué dans la première colonne d'une table de fluides frigorigènes, la température de saturation exprimée en K est la température à laquelle il y a ébullition; l'ébullition produit de la vapeur à une pression de saturation donnée. Par exemple, la Table 1 indique que le fluide frigorigène R-12 bout à 228K (−45°C) sous pression absolue de 0,050035 MPa. La même table révèle que le fluide frigorigène R-12 commence à bouillir à 260K (−13°C) si la pression est augmentée à 0,19566 MPa.

Pression de saturation

La pression de saturation apparaît normalement dans la seconde colonne d'une table de fluides frigorigènes et est exprimée en MPa (absolue). Pour obtenir la pression effective, il suffit de soustraire 0,10132 MPa (101,32 kPa) de la pression absolue.

Masse spécifique d'un liquide saturé

La masse spécifique d'un liquide aux pression et température de saturation est exprimée en kg/m^3. Le volume spécifique d'un fluide frigorigène peut être calculé en prenant l'inverse de la masse spécifique.

$$\text{Volume spécifique} = \frac{1}{\text{Masse spécifique}}$$

Volume spécifique de la vapeur saturée

Le volume spécifique de la vapeur saturée est le volume occupé par un kilogramme de gaz saturé sec aux pression et température de saturation correspondantes; il est généralement exprimé en m^3/kg. La masse spécifique de la vapeur peut être calculée en prenant l'inverse du volume spécifique.

$$\text{Masse spécifique} = \frac{1}{\text{Volume spécifique}}$$

Enthalpie

L'énergie interne totale d'un fluide frigorigène s'appelle l'enthalpie. Dans le but de simplifier les calculs, la plupart des tables de fluides frigorigènes ont été préparées en supposant qu'un liquide saturé à −40°C n'a aucune énergie.

- L'*enthalpie d'un liquide* (h_f) est la quantité d'énergie contenue dans un kilogramme de liquide à une température donnée, exprimée en kJ/kg.
- L'*enthalpie de vapeur* (h_g) est l'énergie totale contenue dans de la vapeur saturée sèche à des température et pression données, exprimée en kJ/kg.
- La *chaleur latente de vaporisation* (h_{fg}) est la quantité d'énergie nécessaire pour évaporer un kilogramme de liquide à une température et à une pression données; elle correspond à la différence entre l'enthalpie du liquide et de la vapeur. Cette valeur s'exprime en kJ/kg.

L'équation enthalpique est: $h_{fg} = h_g - h_f$

- L'*enthalpie d'un mélange* est la valeur nécessaire au calcul de la plupart des applications pratiques car un fluide frigorigène consiste généralement d'un mélange de vapeur et de liquide. Si la qualité de la vapeur est «x», alors:

$$h = h_f + x(h_g - h_f)$$

où, h = enthalpie du mélange (kJ/kg)

h_f = enthalpie du liquide (kJ/kg)

h_g = enthalpie de la vapeur (kJ/kg)

x = qualité de la vapeur (fraction décimale)

Entropie (s)

L'*entropie* est une mesure du désordre moléculaire d'une substance. Elle est utilisée pour décrire le cycle frigorifique.

- L'*entropie d'un liquide saturé* (s_f), pour une température et une pression données; est exprimée en kJ/(kg.K).
- L'*entropie de vapeur saturée*(s_g), pour une température et une pression données; est exprimée en kJ/(kg.K).
- L'*entropie de vaporisation* (s_{fg}) est la différence entropique entre le liquide saturé et la vapeur saturée.

Vapeur surchauffée

Par vapeur surchauffée, on entend de la vapeur saturée à laquelle de la chaleur supplémentaire a été ajoutée pour faire passer sa température au-dessus du point d'ébullition. On peut également obtenir de la surchauffe en diminuant, à température constante, la pression de la vapeur.

La vapeur surchauffée est exempte de tout liquide; la quantité de surchauffe est exprimée en *degrés de surchauffe*. Il s'agit du nombre de degrés Celsius auxquels la vapeur est chauffée au-dessus de la température de saturation. La valeur de toute propriété d'une vapeur surchauffée pour une température et une pression données peut être trouvée directement dans les tables. Voir la Table 2 pour connaître les données de surchauffe du fluide frigorigène R-12.

Les gaz surchauffés ne conviennent pas aux applications frigorifiques parce qu'il faut faire appel à des machines plus grosses et plus puissantes au fur et à mesure que la quantité de surchauffe augmente. Règle générale, on *désurchauffe* les gaz frigorigènes qui sont surchauffés au cours du procédé pour en diminuer le volume et permettre aux machines frigorifiques de les traiter de la manière prévue.

Diagrammes d'état

Les diagrammes d'état sont des représentations graphiques sommaires des principales propriétés énumérées dans les tables de fluides frigorigènes. Les changements de propriétés peuvent être tracés pour visualiser les processus qui en sont la cause. Les deux principaux types de diagrammes utilisés sont le diagramme de Mollier et le diagramme T-s (Figure 3).

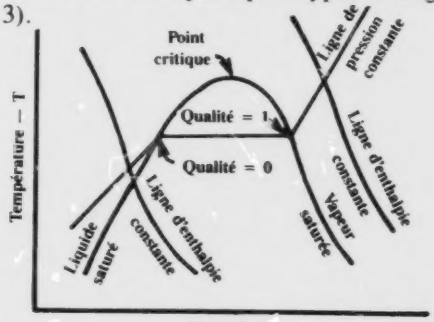


Diagramme T-s

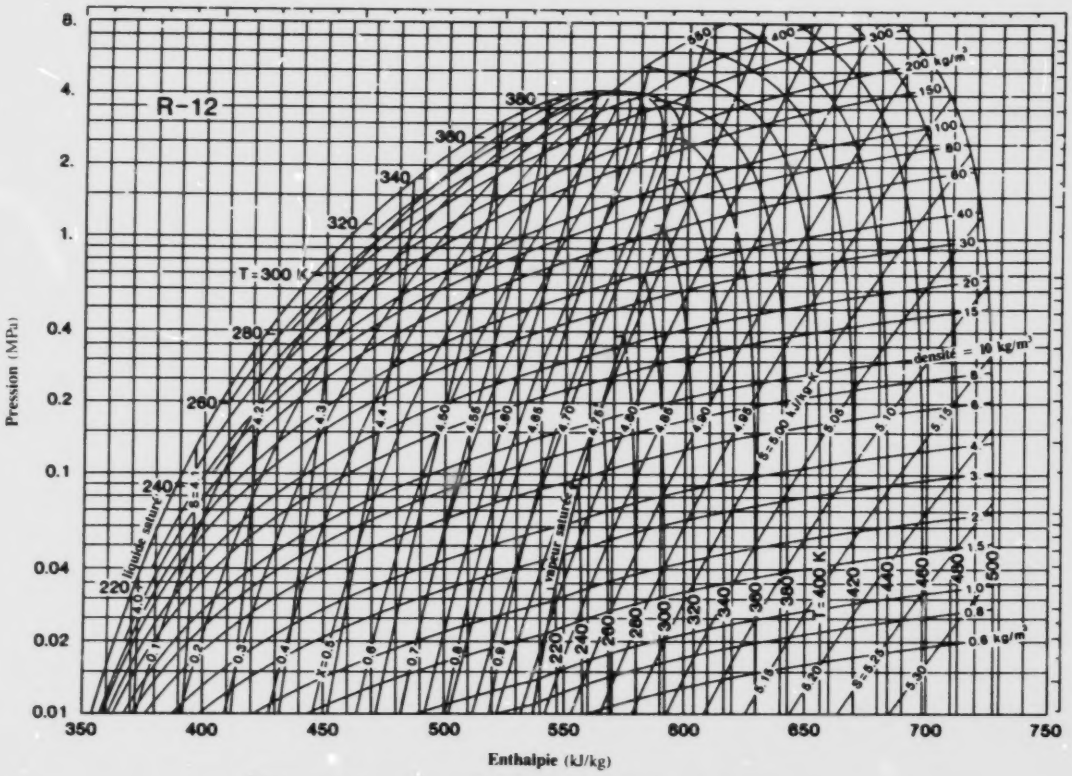


Diagramme pression-enthalpie pour le fluide frigorigène 12

Figure 3

Gracieuseté de l'ASHRAE

Le *diagramme de Mollier* présente la pression en MPa sur l'axe vertical et l'enthalpie en kJ kg sur l'axe horizontal. La température (K), masse spécifique et l'entropie sont représentées sous forme de courbes.

Un *diagramme T-s* simplifié sera utilisé dans ce module parce qu'il permet de comprendre plus facilement le cycle frigorifique. La température est tracée en ordonnée et l'entropie, en abcisse, tandis que la pression et l'enthalpie sont représentées sous forme de courbes.

Les deux diagrammes ont une caractéristique en commun, la *ligne de saturation*. Cette courbe en forme de cloche représente la frontière entre les états vapeur et liquide. À gauche de la courbe, on retrouve la ligne de *liquide saturé* et, à droite, la ligne de *vapeur saturée*. La partie qui se trouve sous la courbe est généralement désignée sous le nom de zone de saturation, c'est-à-dire zone où vapeur et liquide coexistent. La qualité du fluide est 0 à gauche et 1 (ou 100%) à droite. Le sommet de la courbe correspond au *point critique*, c'est-à-dire là où il n'est pas possible de faire la différence entre les états liquide et vapeur.

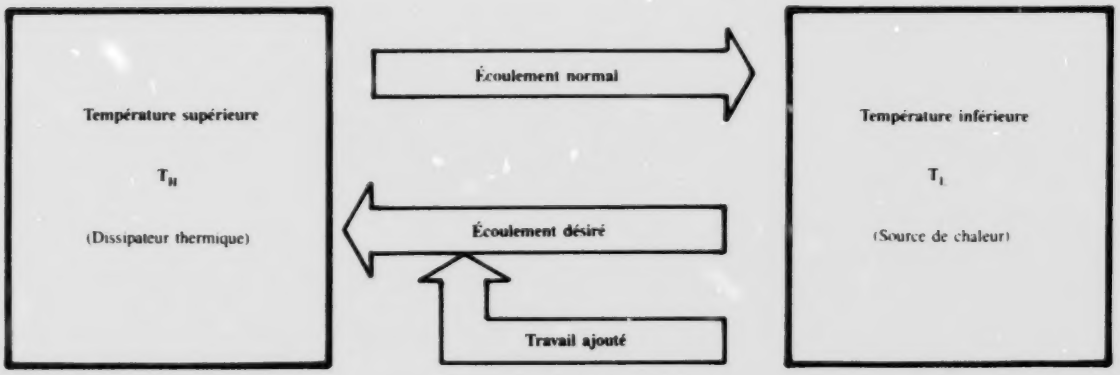
Cycle frigorifique de base

Le principal but d'un système frigorifique est d'enlever l'énergie calorifique d'un médium à basse température (c'est-à-dire la *source de chaleur*) et de transférer cette énergie calorifique à un médium à haute température (c'est-à-dire le *dissipateur thermique*). Il existe plusieurs types de système de réfrigération:

- refroidissement de l'air pour la climatisation de l'air;
- refroidissement d'un liquide pour le refroidissement d'un procédé tel qu'on retrouve, par exemple, dans l'industrie alimentaire;
- refroidissement de saumure pour produire de la glace, par exemple, la surface de glace d'une patinoire.

Dans certains cas, il arrive que la principale utilisation d'un système frigorifique consiste à porter la température déjà élevée d'un médium à un niveau supérieur. Le système frigorifique s'appelle alors une *pompe à chaleur*.

Tout comme l'eau s'écoule naturellement vers le bas en raison de la gravité, l'énergie calorifique s'écoule toujours d'un point supérieur à un point inférieur. Le passage de la chaleur d'un niveau inférieur à un niveau supérieur est contraire aux «lois naturelles» et nécessite l'apport ou l'intervention d'un *travail* (Figure 4).



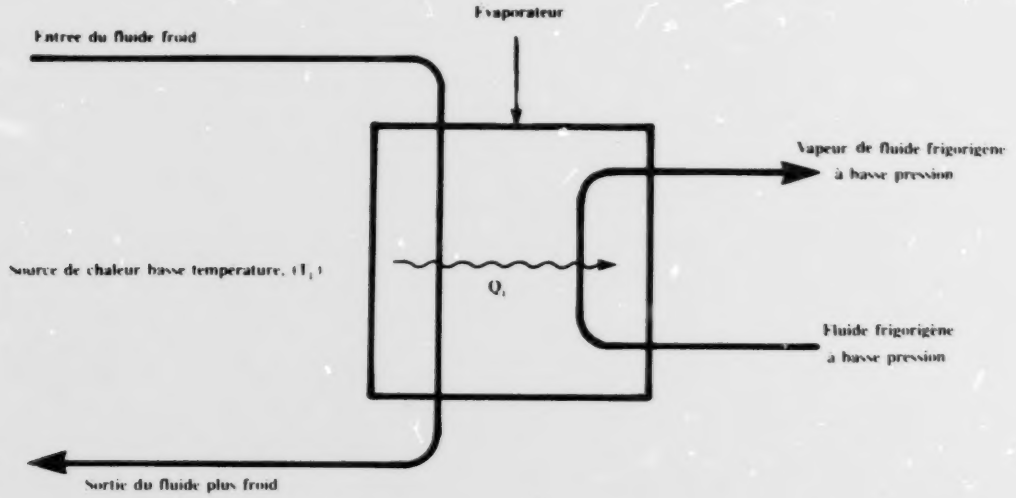
Modèle d'écoulement de chaleur
Figure 4

Un fluide de transfert de chaleur, appelé fluide frigorigène, est utilisé pour transférer l'énergie calorifique. Le fluide frigorigène absorbe tout d'abord la chaleur parce qu'il se trouve à une température inférieure à celle de la source de chaleur. Au cours du processus, la température du fluide frigorigène est élevée à une température supérieure à celle du dissipateur thermique. Le fluide frigorigène rejete donc la chaleur absorbée précédemment.

Le cycle frigorifique comprend 4 étapes fondamentales.

Première étape — Évaporation

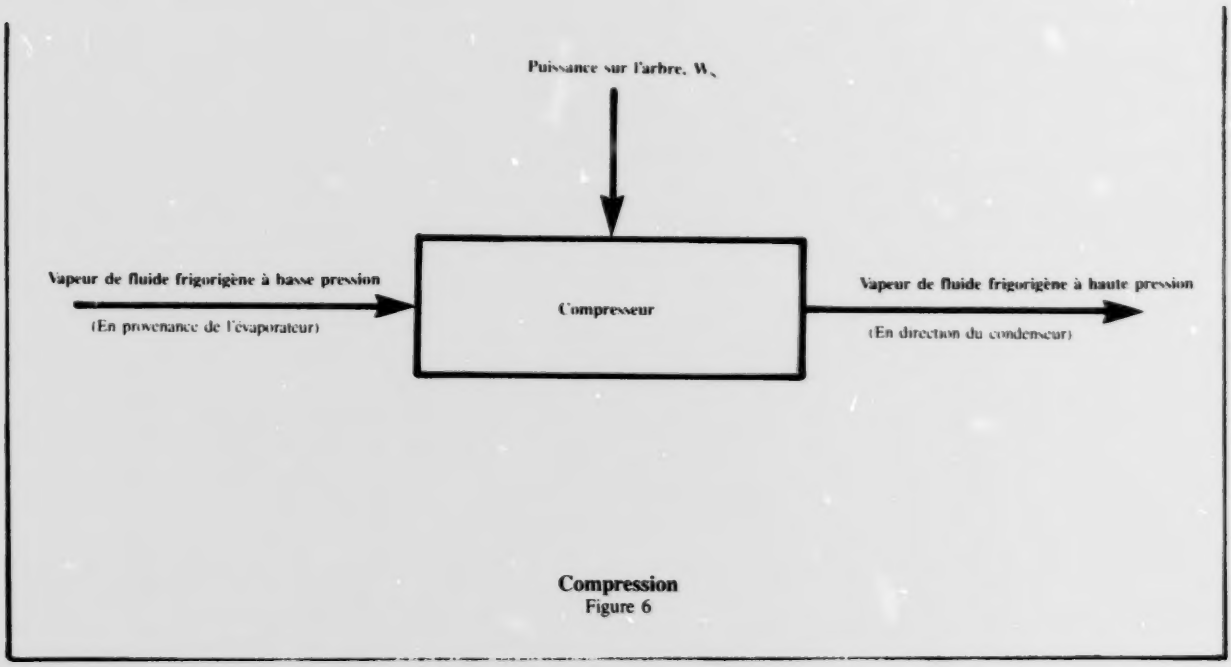
Un fluide frigorigène froid à basse pression est mis en contact avec la source de chaleur, le médium à refroidir. Étant à basse pression, le fluide frigorigène absorbe la chaleur et se met à bouillir, produisant une vapeur à basse pression à la température de saturation (Figure 5). L'échangeur de chaleur utilisé à cette fin s'appelle un *évaporateur*.



Évaporation
Figure 5

Deuxième étape — Compression

Le travail accompli par un compresseur augmente la pression de la vapeur du fluide frigorigène. On peut également ajouter de la chaleur pour augmenter la pression. L'augmentation de la pression des gaz a pour effet d'élever les températures de condensation et d'ébullition du fluide frigorigène. Une fois le gaz frigorigène suffisamment comprimé, son point d'ébullition se trouve au-dessus de la température du dissipateur thermique, le médium à la température la plus élevée (Figure 6).

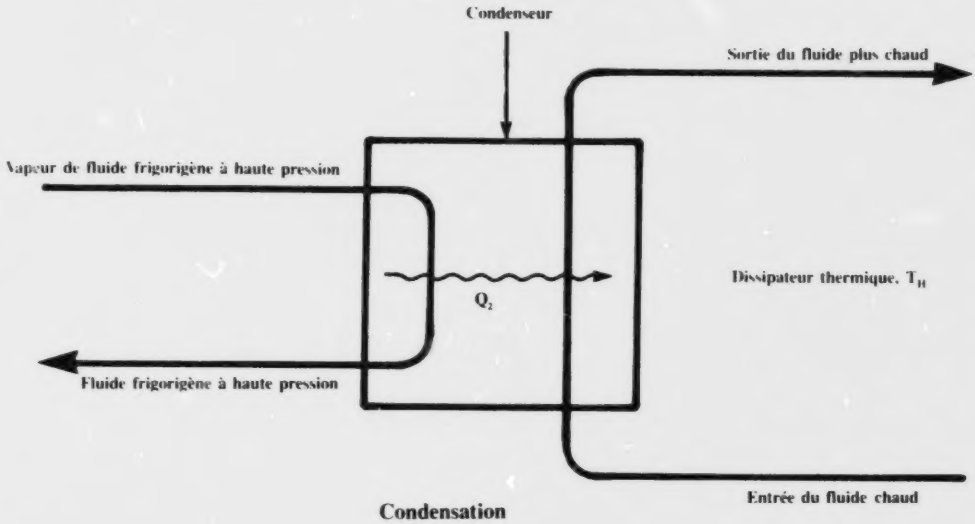


Compression
Figure 6

Troisième étape — Condensation

Le gaz frigorifique à haute pression, transportant maintenant l'énergie calorifique absorbée à l'évaporateur et le travail fourni par le compresseur, est pompé à un second échangeur de chaleur appelé *condenseur*. Parce que la température de condensation du fluide frigorigène est supérieure à celle du dissipateur thermique, il y a transfert de chaleur; la condensation fait passer le fluide frigorigène d'une vapeur haute pression à un liquide saturé haute pression. La source de chaleur a été refroidie en «pompant» l'énergie calorifique vers le dissipateur thermique (Figure 7).

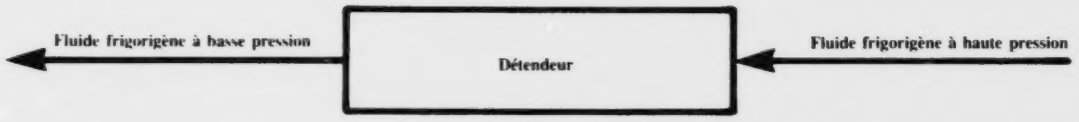
Au lieu d'utiliser un condenseur pour rejeter la chaleur, la vapeur du fluide frigorigène pourrait être relâchée directement à l'atmosphère; cependant, cette approche se révèle très peu pratique. La condensation des gaz permet de les réutiliser au début du prochain cycle. En effet, le condenseur fait plus que refroidir le fluide frigorigène, il le «sous-refroidit», c'est-à-dire qu'il porte sa température au-dessous de la température de condensation. Un *sous-refroidissement* de 11°C est généralement prévu au condenseur pour diminuer la vaporisation instantanée résultant de la diminution de la pression du fluide frigorigène à la hauteur du détendeur. Le sous-refroidissement permet de diminuer la quantité des gaz entrant dans l'évaporateur, dans le but d'améliorer le rendement du système.



Condensation
Figure 7

Quatrième étape — Détente

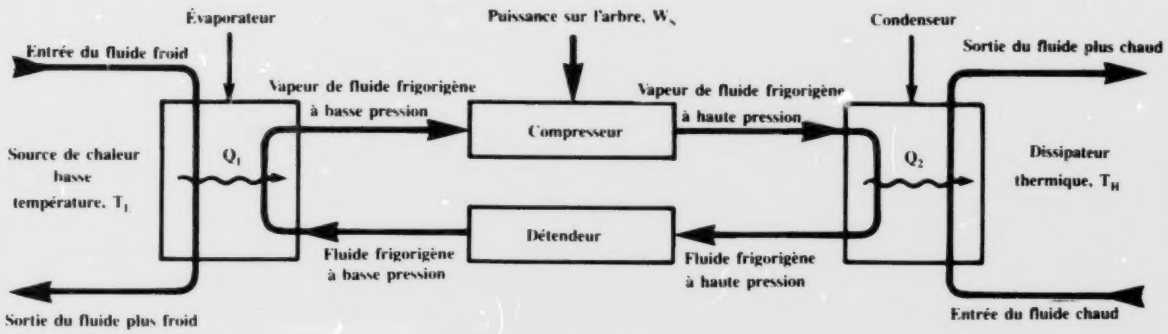
Le liquide condensé est «retourné» au début pour entreprendre le prochain cycle. Sa pression doit être diminuée pour empêcher le liquide haute pression d'entrer dans l'évaporateur basse pression, et pour abaisser la température d'ébullition du fluide frigorigène au-dessous de la température de la source de chaleur. Un détendeur de type *robinet, diaphragme ou capillaire* est généralement utilisé à cette fin. L'énergie perdue au cours de la diminution de pression doit être compensée par un apport d'énergie supplémentaire au moment de la compression (Figure 8).



Détente
Figure 8

Toutes les étapes ensembles: le cycle complet

Toutes les étapes du cycle frigorifique de base sont représentées schématiquement à la Figure 9.



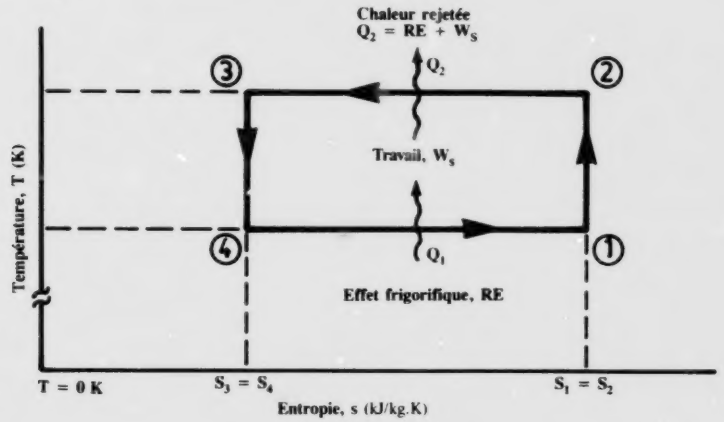
Cycle frigorifique de base
Figure 9

Cycle de Carnot inversé

Le cycle de Carnot est un modèle théorique représentant les processus de base d'un cycle frigorifique. C'est un modèle de *transformation de chaleur en énergie mécanique* où l'ajout d'énergie calorifique à un moteur produit un travail. Le cycle de Carnot inversé transfère la chaleur lorsqu'un travail est appliqué à un moteur. À partir du modèle, on peut calculer le rendement théorique maximum et, par le fait même, établir des critères auxquels on peut se référer pour juger de la performance des cycles frigorifiques réels. Voici les processus qui se produisent au cours du cycle de Carnot inversé (Figure 10):

- 4 à 1 : processus au cours duquel il y a absorption de chaleur à l'évaporateur; processus d'ébullition à température constante (T_L);
- 1 à 2 : compression à entropie constante (idéale). Apport de travail nécessaire et augmention de la température du fluide frigorigène;
- 2 à 3 : rejet de la chaleur au condenseur; processus à température constante (T_H);
- 3 à 4 : détente à entropie constante (idéale) du fluide dans le détendeur.

En utilisant le diagramme, on peut établir le *coefficient de performance* (COP), qui est le rapport entre la quantité de refroidissement ou l'*effet frigorifique* (RE) et le travail fourni pour le produire.



Cycle de Carnot inversé
Figure 10

Coefficient de performance

L'effet frigorifique est représenté comme étant la zone sous la ligne de processus 4-1.

$$RE = T_L \times (s_1 - s_4)$$

Où, RE = Effet frigorifique (kJ)

T_L = Température (K)

s_1, s_4 = Entropie [kJ/(kg·K)]

La zone délimitée par la ligne de cycle 1-2-3-4-1 représente l'énergie requise par le cycle (travail) (W_s).

$$W_S = (T_H - T_L) \times (s_4 - s_1) \text{ kJ/kg}$$

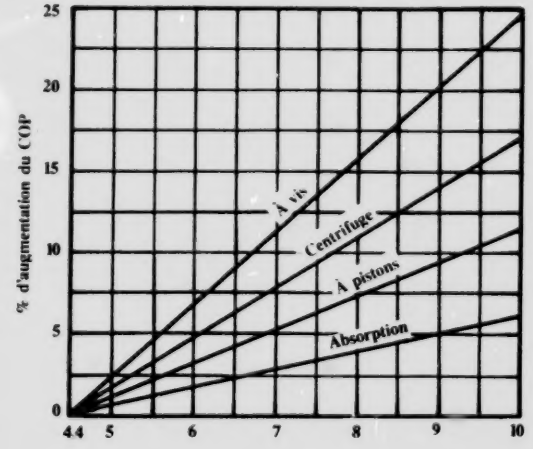
L'équation du coefficient de performance (COP) est obtenue en divisant l'effet frigorifique (RE) par l'énergie requise par le cycle.

$$COP = \frac{RE}{W_s} = \frac{T_L \times (s_1 - s_4)}{(T_H - T_L) \times (s_1 - s_4)}$$

Le coefficient de performance de ce système théorique dépend de la température et peut être ramené à:

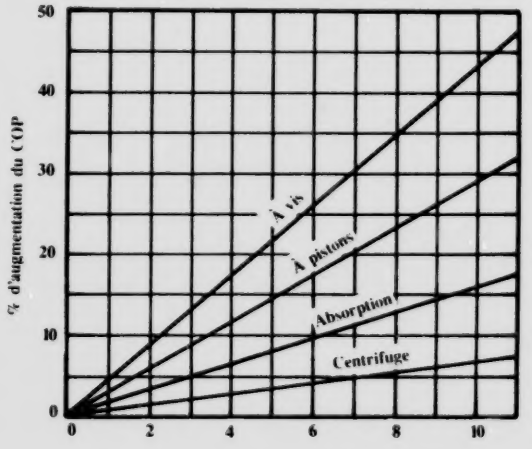
$$COP \text{ (idéal)} = \frac{T_L}{(T_H - T_L)}$$

Le coefficient de performance des systèmes réels n'est pas aussi élevé que celui du modèle théorique ou idéal; cependant, la conclusion qui suit vaut dans les deux cas: *plus l'écart de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique est petit, plus le système frigorifique (ou la pompe à chaleur) est efficace*. Le coefficient de performance, mesure de l'énergie utilisée pour produire un effet frigorifique donné, est l'outil par excellence pour comparer la performance de systèmes analogues.



Effet de la température de l'évaporateur sur le COP du refoidisseur

Figure 11



Effet de la température de condensation sur le COP du refroidisseur

Figure 12

Exemple: comparons deux machines frigorifiques de même puissance. La première a un coefficient de performance de 4,0 alors que la seconde en a un de 3,0 et ce, dans les mêmes conditions. La première machine, celle qui a le COP le plus élevé, est plus efficace, produisant, compte tenu du même apport de travail, 1,33 fois l'effet frigorifique du second appareil. Les Figures 11 et 12 indiquent les effets que peuvent avoir les températures de l'évaporateur et du condenseur sur le coefficient de performance de divers types de refroidisseurs.

Le COP théorique peut également être exprimé en termes d'enthalpie, la différence du contenu énergétique du fluide frigorigène à divers points du cycle définissant l'effet frigorifique et l'apport de travail.

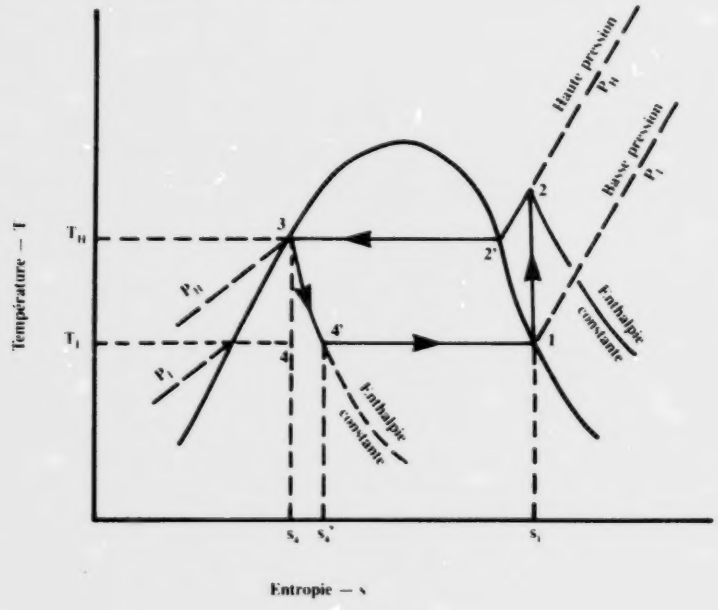
$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

Cycle théorique de compression de vapeur

Le cycle de Carnot, modèle très utile pour comprendre le processus de réfrigération, comporte certaines limites, la principale étant l'absence de données sur les changements d'état. La Figure 13 illustre un cycle de compression de vapeur dont les effets sont à peu près semblables à ceux du cycle réel sur le fluide frigorigène (en supposant une installation idéale), où:

- 1 — 2 Compression
- 2 — 2' Désurchauffe
- 2'— 3 Condensation à température constante
- 3 — 4' Détente
- 4' — 1 Évaporation à température constante

En supposant que le processus de compression commence au point 1 avec de la vapeur saturée, l'énergie ajoutée sous forme de travail mécanique entraînera une augmentation de la température et de la pression. Il s'agit là d'un processus «idéal» à entropie constante représenté par une ligne verticale sur le schéma T-s. Le résultat net est la surchauffe de la vapeur au point 2. Le processus 2 — 2' — 3 représente l'absorption de la chaleur au condenseur. L'étape 2 — 2' est la désurchauffe initiale des gaz chauds au condenseur ou à l'équipement intermédiaire, tandis que l'étape 2' — 3 identifie le processus de condensation.



Cycle frigorifique de base
Figure 13

Coefficient de performance

Comme dans le cas du cycle de Carnot inversé, le coefficient de performance est:

$$\text{COP (réfrig.)} = \frac{\text{L'effet frigorifique}}{\text{L'apport de travail}}$$

$$= \frac{T_L}{(T_H - T_L)}$$

$$= \frac{h_1 - h_4'}{h_2 - h_1}$$

Où, $h_4' = h_3$

Les écarts par rapport au cycle de Carnot idéal sont évidents.

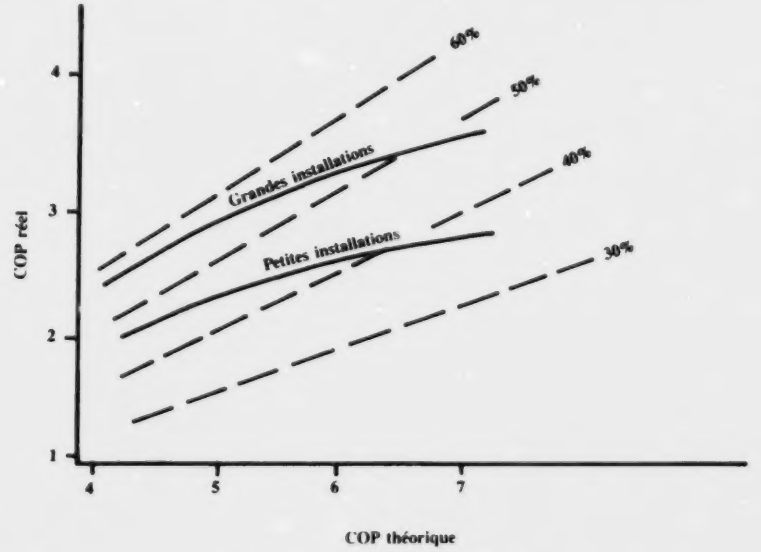
- $[h_2 - h_1]$(théor.) est plus grand que $[h_2 - h_1]$(Carnot).
- $[h_1 - h_4']$(théor.) est plus petit que $[h_1 - h_4]$(Carnot).

L'effet net est une diminution du coefficient de performance.

Le processus de détente fait baisser la pression du fluide frigorigène de la pression de condensation (élevée) à la pression d'évaporation (basse). Par définition, la détente est un processus *à enthalpie constante*. L'enthalpie au point 3 est égale à celle du point 4', donc $h_3 = h_4'$. La qualité de l'énergie est dégradée au cours de ce processus; par conséquent, l'entropie doit donc augmenter du point 3 au point 4'.

Considérations d'ordre pratique

Les cycles de réfrigération et des pompes à chaleur sont plus complexes que le cycle de compression de vapeur théorique traité dans ce module. Des limites d'ordre pratique comme les dimensions des équipements, la pression du système et les températures prévues pour l'évaporateur et le condenseur, diminuent l'efficacité des systèmes réels. Les coefficients de performance réels se situent entre 20 et 30% des COP théoriques obtenus avec le cycle de Carnot. Les composantes individuelles, comme le compresseur, peuvent avoir une efficacité réelle se situant entre 40 et 60% du coefficient de performance théorique (Figure 14). Ces limites, ainsi que les techniques utilisées pour diminuer leurs effets sur le rendement du cycle sont discutées ci-après.

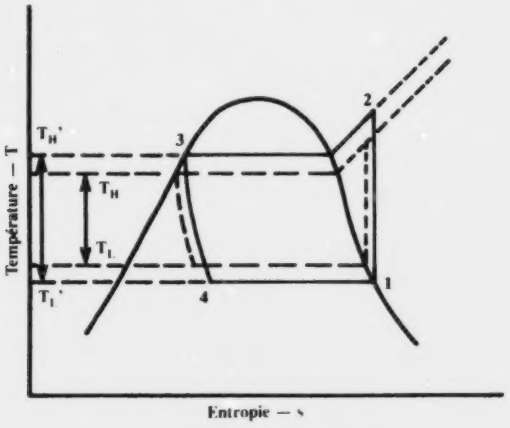


Efficacité des compresseurs à pistons
Figure 14

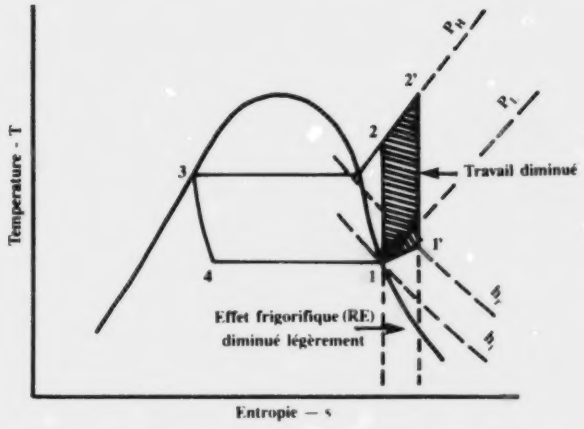
Transfert de chaleur

Les températures de service des cycles réels sont ajustées de façon à obtenir la température convenable pour le médium froid et celle qui est acceptable pour le dissipateur thermique. Le gradient de température nécessaire pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre dans un *échangeur de chaleur* est de l'ordre de 5 à 8°C. Ainsi, le fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur devrait être de 5 à 8°C plus froid que la température voulue pour le médium. La température de saturation au condenseur devrait être de 5 à 8 degrés supérieure à la température du médium absorbant la chaleur (Figure 15).

La zone délimitée par la ligne 1-2-3-4-1 et décrivant le cycle est maintenant plus grande en raison de la différence de température nécessaire pour commander le processus de transfert de chaleur. On a dû accroître l'apport de travail pour obtenir l'effet frigorifique voulu en raison de l'augmentation de la différence de température, ($T_H - T_L$) étant plus petit que ($T_H' - T_L'$).



Limites de l'échangeur de chaleur
Figure 15



Effet de la désurchauffe
Figure 16

Surchauffe

Au cours d'un cycle frigorifique, les gaz du fluide frigorigène deviennent surchauffés à l'évaporateur et au compresseur (Figure 16).

Au cours du processus d'évaporation, le fluide frigorigène est complètement vaporisé vers la mi-chemin dans l'évaporateur. Au fur et à mesure que la vapeur froide du fluide frigorigène circule dans l'évaporateur, il y a transfert supplémentaire de chaleur, ce qui entraîne la surchauffe de la vapeur. Les pertes de pression, causées par le frottement, ajoutent également à la surchauffe. Lorsqu'il y a surchauffe dans l'évaporateur, l'enthalpie du fluide frigorigène s'accroît, soutirant de la chaleur supplémentaire et augmentant l'effet frigorifique de l'évaporateur. Lorsque la surchauffe a lieu dans les conduites d'aspiration du compresseur, il n'y a aucun refroidissement utile qui se produit.

L'augmentation de l'effet frigorifique causée par la surchauffe dans l'évaporateur est généralement contrebalancée par une diminution de l'effet frigorifique à l'entrée du compresseur. Comme le débit volumétrique d'un compresseur est constant, le débit massique et l'effet frigorifique se trouvent réduits par la diminution de la densité du fluide frigorigène causée par la surchauffe. Les effets relatifs des augmentations d'enthalpie et des diminutions de masse spécifique doivent être calculés en détail. Une étude de la conception du système est utile seulement pour les systèmes d'une puissance supérieure à 500 kW. Il y a perte de puissance frigorifique de l'ordre d'environ 1% pour chaque 2,5°C de surchauffe dans les conduites d'aspiration d'un compresseur à pistons. L'isolation des conduites d'aspiration permet de réduire au minimum les gains de chaleur indésirables.

La surchauffe du fluide frigorigène se produit également au compresseur. Le fluide frigorigène entre dans le compresseur sous forme de vapeur saturée. L'augmentation de la pression entraîne une élévation de la température, ce qui cause la surchauffe. De même, le frottement, l'inefficacité du système et le travail ajouté portent l'entropie et la surchauffe à des valeurs supérieures à celles observées dans le cycle théorique. La surchauffe causée par le processus de compression ne se traduit pas par une amélioration de l'efficacité du cycle, mais plutôt par la nécessité d'un condenseur de plus grandes dimensions et de conduites d'évacuation de plus grand diamètre au compresseur.

La *désurchauffe* est un processus qui consiste à extraire la chaleur excédentaire de la vapeur surchauffée du fluide frigorigène. Lorsque cette opération est réalisée à l'aide de moyens *extérieurs au cycle*, elle peut se révéler avantageuse pour le rendement du système. La désurchauffe des gaz d'aspiration est une activité qui n'est pas très pratique en raison des basses températures (moins de 10°C) et des petites quantités d'énergie disponibles. Une certaine surchauffe s'impose pour éviter que des masses de liquide de fluide frigorigène atteignent le compresseur et ainsi prévenir tout dommage sérieux.

Aux conditions de design, la surchauffe peut représenter jusqu'à 20% de la chaleur rejetée aux condenseurs, en plus d'augmenter la température de condensation au-dessus de 45°C.

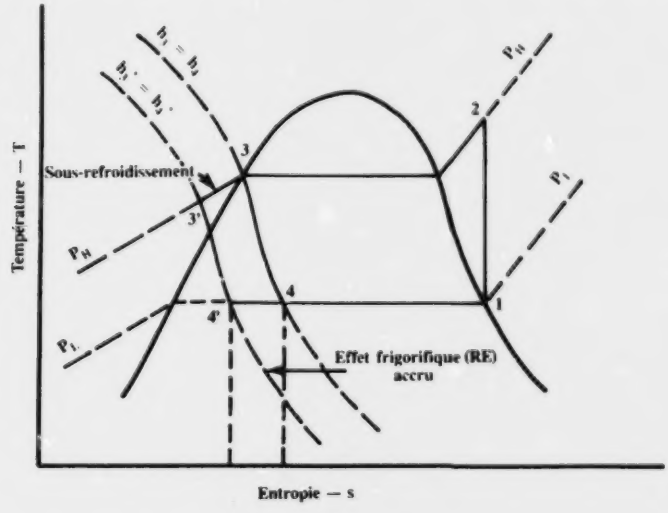
La désurchauffe du fluide frigorigène à haute pression (gaz chaud) sortant du compresseur diminue la puissance frigorifique globale requise au condenseur et fournit une bonne source de chaleur pour d'autres usages, par exemple le préchauffage d'eau d'appoint pour les chaudières, ou encore de l'eau pour les procédés industriels. La quantité globale de chaleur disponible au titre de chaleur de surchauffe peut être difficile à prédire en raison des fluctuations de la surchauffe liées aux fluctuations de la charge frigorifique. Si une utilisation peut être identifiée pour toute la chaleur, la charge totale de condensation peut être récupérée, engendrant une économie substantielle d'énergie.

Vapeur instantanée et sous-refroidissement

Il y a *sous-refroidissement d'un liquide* lorsque la température d'un fluide frigorigène est abaissée à pression constante au-dessous de la température de condensation (Figure 17). Lorsque le sous-refroidissement est assuré par une méthode de transfert de chaleur *externe* au cycle frigorifique, il y a augmentation de la puissance frigorifique du système en raison de l'enthalpie du liquide sous-refroidi inférieure à celle du liquide saturé. Le sous-refroidissement du liquide en amont du détendeur diminue également la *vaporisation instantanée* dans les canalisations. Le travail requis est diminué, tandis que l'effet frigorifique est augmenté parce que ($h_1 - h_4$) est inférieur à ($h_1 - h_4$').

Le sous-refroidissement par 13°C du fluide frigorigène R-22 entraîne une augmentation de la puissance frigorifique de l'ordre de 11%. Si le sous-refroidissement se fait par une méthode *externe* au cycle, chaque augmentation d'un degré dans le processus de sous-refroidissement améliore la puissance du système de 1% environ. Si le sous-refroidissement est effectué par une méthode *interne* au cycle, il peut ne pas être aussi efficace en raison des effets de compensation obtenus à d'autres points du cycle.

La capacité de sous-refroidissement peut être augmentée en ajoutant des circuits supplémentaires dans le condenseur ou en immergeant le réservoir de liquide dans le bassin de captage dans la tour de refroidissement. La plupart des systèmes fournissent un sous-refroidissement de 5 à 7°C au condenseur pour améliorer leur performance.



Effet du sous-refroidissement
Figure 17

Déviation des gaz chauds

La *déviation des gaz chauds* est une méthode qui permet d'ajouter une charge calorifique artificielle sur le système de réfrigération pour produire des pressions et températures d'aspiration stables lorsque la demande frigorifique est très faible. Cette charge calorifique est obtenue en dérivant les gaz chauds depuis le côté refoulement du compresseur jusqu'à l'entrée de l'évaporateur ou au côté aspiration du compresseur. Bien qu'elle permette un fonctionnement plus stable du compresseur lorsque la demande frigorifique est faible, la déviation des gaz chauds occasionne un gaspillage d'énergie. La déviation des gaz chauds est nécessaire pour maintenir la température de l'évaporateur au-dessus du point de congélation, afin de prévenir le givrage du serpentin et la congélation de l'eau réfrigérée, et d'éviter le fonctionnement cyclique du compresseur. Pour un compresseur muni d'une déviation des gaz chauds, la demande globale de réfrigération est égale à la demande réelle requise, plus la charge due à la déviation des gaz chauds. Règle générale, la déviation des gaz chauds d'un compresseur à pistons correspond à 25% de la puissance frigorifique nominale d'une machine quatre cylindres, 33% d'une machine six cylindres et 37,5% d'une machine huit cylindres. Pour des refroidisseurs centrifuges, la charge due à la déviation des gaz chauds varie avec la demande et les caractéristiques de l'impulseur.

Givrage de l'évaporateur

Lorsque la température de l'évaporateur d'un système frigorifique se situe près de 0°C, ou à un niveau inférieur, il y a forcément givrage du serpentin de l'évaporateur. Par exemple, le givrage du serpentin évaporateur d'une pompe à chaleur en hiver ou d'un évaporateur de congélateur. L'accumulation de givre sur le serpentin diminue le taux du transfert de chaleur et, par le fait même, l'effet frigorifique. La température d'aspiration baisse au fur et à mesure que le taux de transfert de chaleur diminue, favorisant ainsi une plus grande accumulation de givre. Pour les systèmes fonctionnant dans ces conditions, des accessoires de dégivrage peuvent être obtenus en s'adressant aux fabricants.

Le dégivrage s'effectue en inversant le sens d'écoulement du fluide frigorigène de façon à ce que le système puisse fonctionner en mode de climatisation de l'air et utiliser l'évaporateur comme condenseur pour rejeter la chaleur à travers le serpentin givré. Dans le cas d'une pompe à chaleur utilisée a des fins de chauffage, il faut prévoir un système de chauffage d'appoint pour empêcher le refroidissement de l'air ambiant pendant le dégivrage. Le dégivrage est une opération qui consomme énormément d'énergie. Il importe donc que les appareils de régulation soient ajustés de façon à optimiser le cycle de dégivrage, c'est-à-dire de façon à prévenir tout dégivrage inutile tout en empêchant la formation d'un dépôt de givre indésirable.

Cycle d'une pompe à chaleur

La pompe à chaleur est un appareil frigorifique à compression d'une catégorie particulière dont le principal but est de transférer la chaleur d'une source de chaleur à basse température à un dissipateur thermique à plus haute température à des fins de chauffage plutôt que de refroidissement. Le coefficient de performance (COP) d'une pompe à chaleur est le suivant:

$$\text{COP (pompe à chaleur)} = \frac{\text{Effet frigorifique plus travail de compression}}{\text{travail de compression}}$$

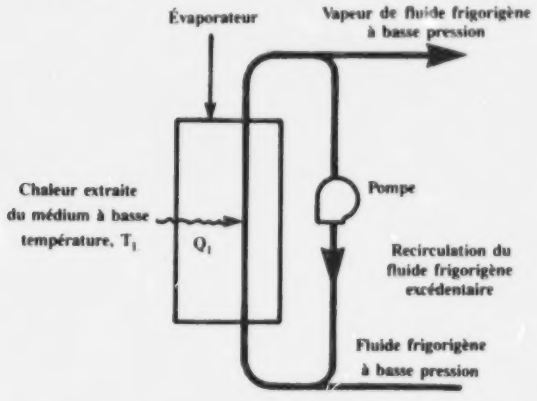
$$= \frac{T_H}{(T_H - T_L)}$$

Lorsqu'une pompe à chaleur doit assurer le chauffage et le refroidissement, elle est généralement munie d'un robinet à quatre voies pour inverser les fonctions de l'évaporateur et du condenseur. De cette façon, le serpentin (ou l'échangeur) peut être utilisé pour produire de la chaleur ou du froid selon les besoins. Par ailleurs, on pourrait également équiper le réseau de conduites *externe à la pompe à chaleur* de robinets ou de registres pour inverser le sens d'écoulement de l'air ou du fluide primaire sans qu'il soit nécessaire d'utiliser un robinet inverseur intégré à l'équipement. Le cycle d'une pompe à chaleur est identique au cycle frigorifique ordinaire figurant sur un diagramme T-s (Figure 13).

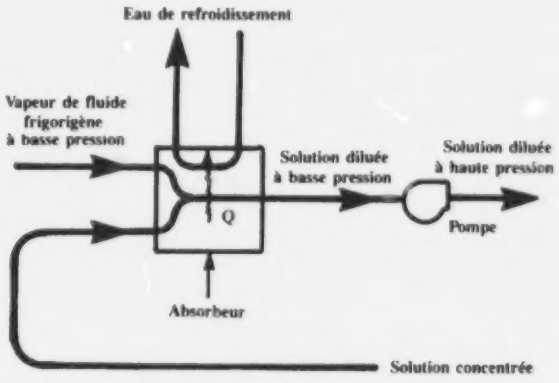
Cycle frigorifique à absorption

Le cycle frigorifique à *absorption* est semblable au cycle à compression de vapeur, sauf que l'on fournie de la chaleur à une solution frigorigène pour obtenir des hautes pressions au lieu d'utiliser un compresseur.

Le système fonctionne selon le principe que des variations de solubilité d'un fluide frigorigène peuvent être obtenues en modifiant la température et la pression de la solution. Les systèmes industriels à absorption utilisent souvent de l'ammoniac comme fluide frigorigène avec de l'eau comme solvant, alors que les installations frigorifiques commerciales et institutionnelles emploient de l'eau comme fluide frigorigène avec du bromure de lithium comme solvant. Les principales composantes d'un système frigorifique à absorption sont l'absorbeur de vapeur, la pompe à solution, le générateur de vapeur (concentrateur de solvant), le condenseur et l'évaporateur.



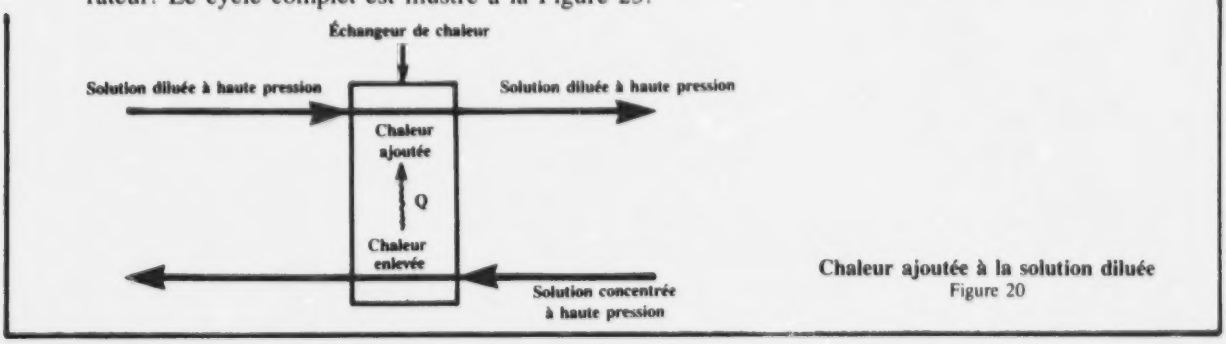
Évaporation
Figure 18



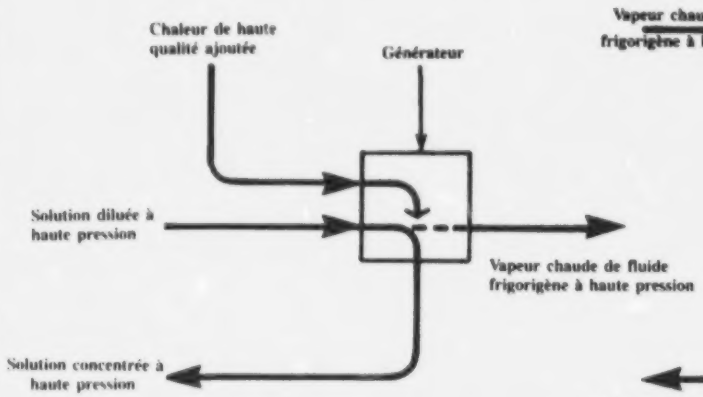
Absorption
Figure 19

Les étapes d'un cycle frigorifique à absorption sont les suivantes:

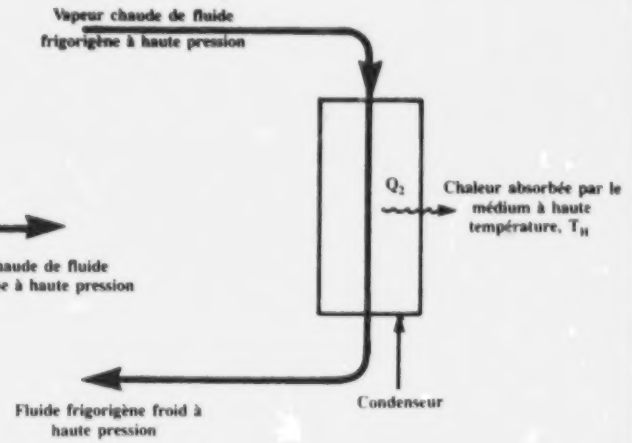
1. Le fluide frigorigène est vaporisé dans l'évaporateur pour absorber la chaleur du médium à refroidir (Figure 18);
2. La succion nécessaire pour aspirer la vapeur à travers le système est générée en mettant le fluide frigorigène en contact avec le solvant (Figure 19). L'*affinité* du solvant pour le fluide frigorigène amène la solution à absorber le fluide frigorigène, ce qui réduit la pression de vapeur du fluide frigorigène. Le processus à absorption *libère* une certaine quantité de chaleur qui doit être enlevée de cette partie du cycle. La solution fluide frigorigène-solvant (solution diluée) à basse pression est pompée de l'absorbeur jusqu'au générateur à haute pression;
3. De la chaleur est ajoutée à la solution diluée pour séparer le fluide frigorigène de la solution. Un échangeur de chaleur est situé entre l'absorbeur et le générateur (Figure 20). La chaleur est enlevée de la solution concentrée (solution à forte teneur en solvant et à faible teneur en fluide frigorigène) sortant du générateur, et ajoutée à la solution diluée entrant au générateur, ce qui diminue la quantité de chaleur à ajouter au cours du cycle;
4. De la chaleur supplémentaire est ajoutée à la solution diluée dans le générateur pour extraire le fluide frigorigène de la solution en vue d'obtenir une vapeur de fluide frigorigène à haute pression (Figure 21). Le solvant chaud, qui contient toujours une certaine quantité de fluide frigorigène (solution concentrée), retourne à l'absorbeur en passant par l'échangeur de chaleur où il y a reprise du cycle du solvant;
5. La vapeur à haute température et pression s'écoule vers le condenseur (Figure 22) où la chaleur est rejettée par un serpentin ou un échangeur de chaleur au cours du processus de condensation;
6. La pression du fluide frigorigène est abaissée à travers un dispositif de détente avant de retourner à l'évaporateur. Le cycle complet est illustré à la Figure 23.



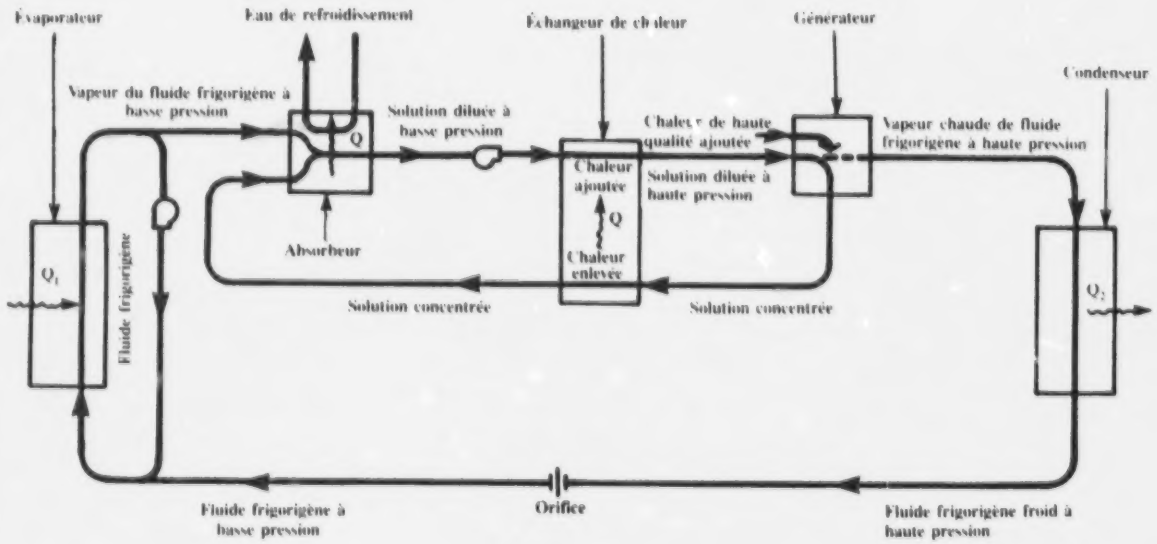
Chaleur ajoutée à la solution diluée
Figure 20



Fluide frigorigène séparé de la solution
Figure 21



Condensation
Figure 22



Cycle frigorifique à absorption
Figure 23

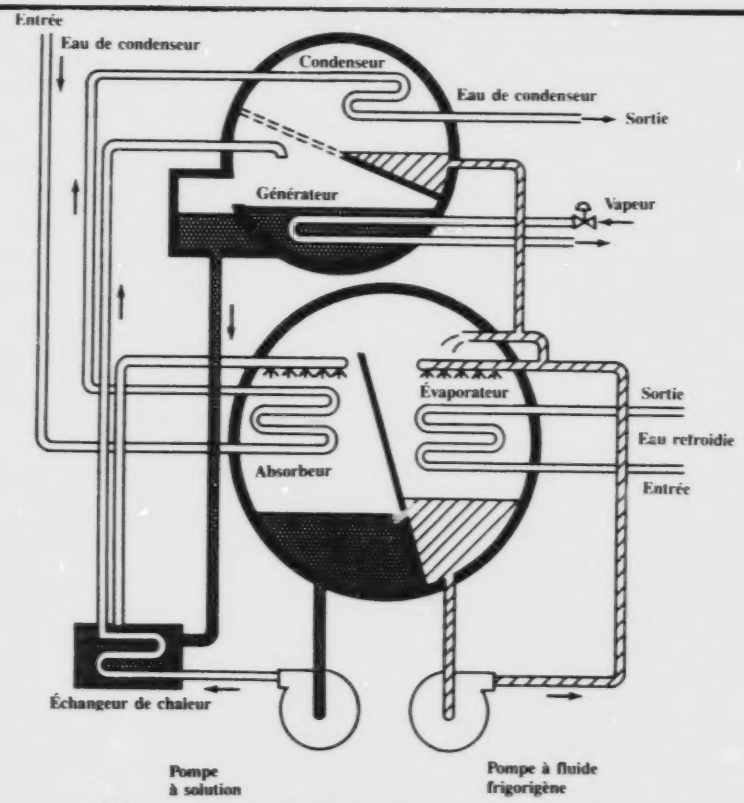


Diagramme d'un refroidisseur d'eau à deux calandres fonctionnant au bromure de lithium

Figure 24

Gracieuseté de l'ASHRAE

Le générateur peut être équipé d'un *rectificateur* destiné à distiller le fluide frigorigène de la solution. Les installations frigorifiques à absorption de grande capacité fonctionnant à l'ammoniac sont souvent équipées d'un rectificateur.

Le rendement d'un refroidisseur à absorption est mesuré d'après son coefficient de performance (COP), c'est-à-dire le rapport entre l'effet frigorifique ou calorifique produit et l'énergie consommée pour obtenir cet effet. Les meilleurs COP sont inférieurs à 1 dans le cas des installations frigorifiques et varient entre 1,2 et 2,4 dans celui des pompes à chaleur. Comparés aux machines à compression, ces COP sont peu élevés; cependant, si on pouvait utiliser de la chaleur rejettée à haute température pour regénérer le fluide frigorigène, on pourrait obtenir de la réfrigération à un prix raisonnable. La performance d'une installation est affectée par les éléments suivants:

- température de la source de chaleur;
- température du médium à refroidir;
- température du dissipateur thermique.

Le diagramme de fonctionnement d'un refroidisseur à deux calandres fonctionnant au bromure de lithium est illustré à la Figure 24. La Figure 25 montre une machine à absorption à une seule calandre. Les installations varient considérablement en termes de configuration, de nombre d'éléments constituants, d'accessoires, d'applications et de type de fluide frigorigène utilisé.

Systèmes frigorifiques spéciaux

Les systèmes frigorifiques à *éjection de vapeur* utilisent des éjecteurs de vapeur pour diminuer la pression dans un réservoir contenant de l'eau de retour d'un système de refroidissement. La pression réduite cause la *vaporisation instantanée* d'une partie de l'eau dans le réservoir et abaisse la température du liquide. L'eau refroidie est ensuite utilisée directement, ou encore acheminée vers un échangeur pour refroidir un autre fluide utilisé pour le transfert de la chaleur.

De *l'eau de puits* ou toute autre eau propre d'une température inférieure à 15°C peut être utilisée pour refroidir ou pré-refroidir un procédé ou de l'air employé à des fins de ventilation.

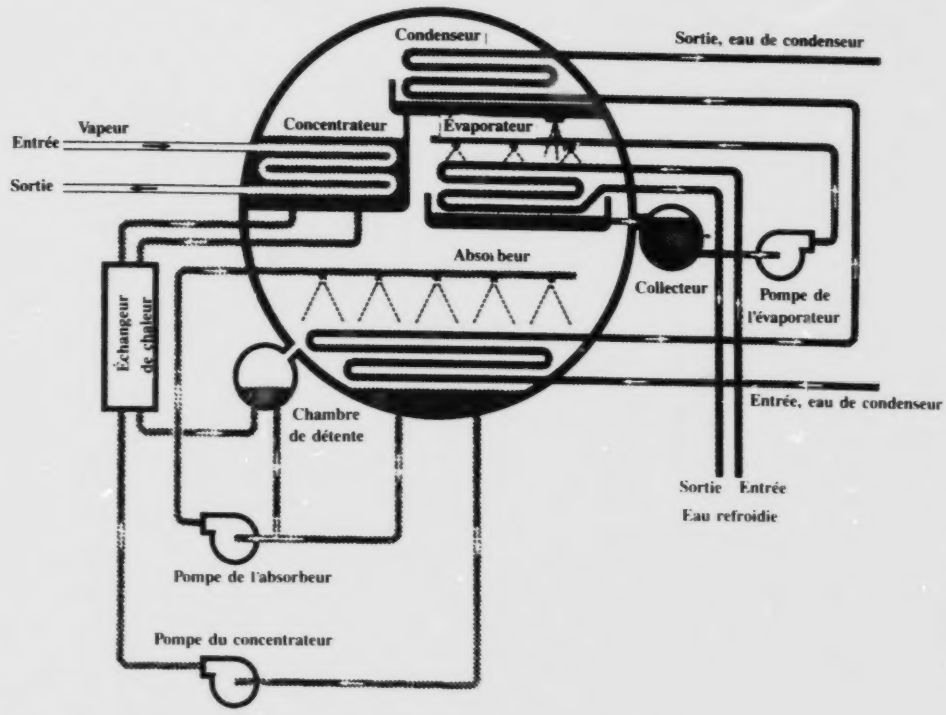


Diagramme d'une machine à absorption à une calandre
Figure 25

Fluides frigorigènes

Caractéristiques recherchées

Les fluides frigorigènes utilisés pour répondre aux besoins des installations frigorifiques ou des pompes à chaleur que l'on retrouve dans les secteurs industriel, commercial et institutionnel sont sélectionnés de façon à offrir le plus grand *effet frigorifique* au meilleur prix possible. Les principales caractéristiques recherchées sont les suivantes:

- ininflammable pour diminuer les risques d'incendie;
- non-toxique pour réduire les effets physiologiques néfastes sur l'organisme;
- grande chaleur de vaporisation pour réduire la dimension de l'équipement et la quantité de fluide frigorigène;
- faible volume spécifique au cours de la phase vapeur pour réduire au minimum la taille du compresseur.
- faible chaleur spécifique au cours de la phase liquide pour réduire au minimum le transfert de chaleur nécessaire pour sous-refroidir le liquide au-dessous de la température de condensation;
- faible pression de saturation nécessaire aux températures de condensation désirées pour éviter l'utilisation du matériel pour travaux intensifs ou fonctionnant à haute pression;
- possibilité de fonctionner avec la partie basse pression du cycle au-dessus de la pression atmosphérique pour prévenir l'infiltration de l'air et de vapeur d'eau dans les conduites du fluide frigorigène;
- coefficients de transfert de chaleur élevés.

L'Institut américain des normes nationales (ANSI) et la Société américaine des ingénieurs en chauffage, réfrigération et air climatisé (ASHRAE) ont dressé des listes normalisées de fluides frigorigènes. Chaque fluide est identifié par un «numéro de fluide frigorigène», caractéristique de sa structure chimique comme indiqué à la Table 3. La Table 4 établie la liste des propriétés physiques des principaux fluides frigorigènes.

La sécurité relative et les effets physiologiques des divers fluides frigorigènes ont été compilés et classés par l'ANSI (code B9.1 1971) et par l'UL (Underwriter's Laboratories). La Table 5 établie la liste des groupes de toxicité et des diverses propriétés d'un grand nombre de fluides frigorigènes.

Principaux fluides frigorigènes — Machines à compression de vapeur

Les *fluides frigorigènes halogénés* sont les plus utilisés. Ils sont non toxiques, ininflammables, non combustibles et non corrosifs s'ils sont secs. En concentration de moins de 20% par volume dans l'air, ils sont inodores. Au-dessus de 20%, ils dégagent une légère odeur approchant celle de l'éther. Parmi les principaux fluides frigorigènes que l'on retrouve dans cette catégorie, mentionnons les R-11, R-12 et R-22, désignés commercialement sous les noms de Fréon 11, Fréon 12 et Fréon 22, ou encore Genetron 11, 12 et 22 respectivement.

L'*ammoniac*, liquide frigorigène R-717, l'un des premiers fluides à être utilisé, est maintenant limité à des utilisations industrielles en raison de sa très grande toxicité. Son excellente performance, son faible volume spécifique, sa grande chaleur latente et son prix peu élevé sont tous des éléments qui ont contribué à sa popularité, en particulier pour les patinoires et pour les applications exigeant de grandes différences de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique.

Le *dioxyde de carbone ou anhydride carbonique* est un gaz non toxique, ininflammable, inodore, incolore et inerte. Son utilisation comme fluide frigorigène est limitée à des applications industrielles spécifiques en raison des hautes pressions de service et des besoins énergétiques élevés qu'il nécessite.

Principaux fluides frigorigènes — Machines à absorption

L'*ammoniac* est un fluide frigorigène utilisé avec *l'eau* comme absorbant (solvant). L'emploi de l'ammoniac a tendance à diminuer depuis l'avènement de fluides frigorigènes ayant un taux de toxicité moins élévé et pouvant fonctionner à des pressions de service plus basses.

L'*eau*, fluide frigorigène le plus employé, est dissoute dans du *bromure de lithium* utilisé comme absorbant.

Saumures et fluides frigoporteurs

Des réfrigérants secondaires, des saumures et des fluides de transfert de chaleur (frigoporteurs) sont couramment employés dans les installations frigorifiques. Ces liquides, refroidis ou chauffés par le fluide frigorigène primaire, assurent le transfert de l'énergie calorifique sans changement d'état. On les utilise surtout quand:

- on doit employer de grandes quantités de fluide frigorigène;
- la question de toxicité ou d'inflammabilité du fluide frigorigène est une source d'inquiétude;
- on utilise un système frigorifique central pour refroidir certaines installations éloignées.

Voici quelques exemples d'emploi de saumures et de réfrigérants secondaires:

- climatisation de l'air ou refroidissement des procédés avec de l'eau refroidie ou une solution eau/glycol;
- fabrication de glace pour patinoires à l'aide d'une solution eau/chlorure de calcium ou eau/chlorure de sodium;
- systèmes frigorifiques pour eau potable et aliments fonctionnant aux solutions eau/glycol de propylène;
- installations à température extrêmement basse fonctionnant avec des hydrocarbures à l'état liquide.

Le choix d'une saumure et la détermination de sa concentration sont établis en fonction du point de congélation, de la température de cristallisation, du volume spécifique, de la viscosité, de la chaleur spécifique et du point d'ébullition. La toxicité, l'inflammabilité et la corrosion sont des facteurs secondaires que l'on doit aussi prendre en considération.

Analyse énergétique

Les installations frigorifiques et les pompes à chaleur utilisées dans les secteurs industriel, commercial et institutionnel offrent d'excellentes possibilités de gestion énergétique. Il suffit souvent d'une simple *analyse au passage* d'une installation pour en détecter un grand nombre de possibilités. Les analyses de ce genre donnent généralement de meilleurs résultats si elles sont effectuées par des personnes capables d'y jeter un regard neuf et sensibilisées aux questions de gestion de l'énergie. Parmi les principaux points que l'on peut remarquer au cours d'une analyse au passage, mentionnons: le fonctionnement inutile des systèmes frigorifiques, les fuites dans les conduites d'eau réfrigérée, les basses températures d'eau refroidie et les hautes températures d'eau de condenseur. Un personnel de direction et d'exploitation vigilant et muni d'un programme d'entretien adéquat peut réduire le gaspillage, accroître l'utilisation rationnelle de l'énergie et réaliser des économies. Il est bien évident que tous les points relevés au cours d'une analyse au passage ne sont pas aussi faciles à analyser que ceux décrits précédemment. Par exemple, la température de l'eau refroidie d'alimentation peut être de 4,5°C. La première réaction serait d'élever la température de l'eau de façon à augmenter l'efficacité de l'installation frigorifique. Mais avant de procéder, il est important de se poser les questions suivantes:

- Dans quelle mesure peut-on augmenter la température?
- Est-ce que la puissance frigorifique sera diminuée?
- Est-ce que la déshumidification est un facteur déterminant?

- Est-ce que des installations frigorifiques décentralisées pourraient résoudre certains problèmes locaux de refroidissement?
- Est-ce que la diminution de la consommation d'énergie et les économies qui en résultent justifient le coût des modifications à apporter au système?

Cet exemple exige une *analyse de diagnostic* pour déterminer mathématiquement la réduction possible de la consommation d'énergie qui pourrait résulter des modifications apportées à la température de l'évaporateur et pour calculer les économies. Le calcul de la période de rentabilité nécessaire à l'établissement de la viabilité financière du projet peut être exécuté une fois que le coût estimé des modifications est déterminé.

Les possibilités de gestion de l'énergie se divisent en trois principales catégories.

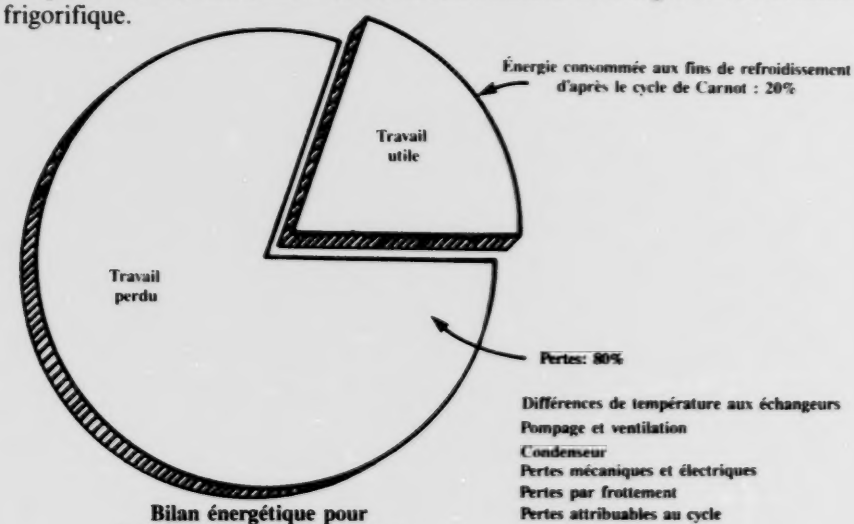
- Les *possibilités de maintenance* consistent en des initiatives de gestion de l'énergie *répétées à intervalles réguliers et toujours menées au moins une fois par année*. Exemple: nettoyage des échangeurs de chaleur d'une installation frigorifique en vue de maintenir des taux de transfert de chaleur élevés.
- Les *possibilités d'amélioration de coût modique* consistent en des initiatives de gestion de l'énergie *entreprises une seule fois et dont le coût n'est pas élevé*. Exemple: installation d'un robinet de réglage pour interrompre l'alimentation en eau d'un condenseur évaporatif lorsqu'on peut obtenir un refroidissement suffisant à l'aide du serpentin sec, ou encore récupération de la chaleur du condenseur en utilisant des condenseurs auxiliaires.
- Les *possibilités de rénovation* consistent en des initiatives de gestion de l'énergie qui sont *exécutées une seule fois et pour lesquelles le coût est élevé*. Exemple: installation d'une pompe à chaleur pour récupérer la chaleur perdue, ou encore le changement d'un système à absorption à un système à refroidissement du type centrifuge parce qu'on ne peut plus obtenir économiquement de la chaleur.

Rappelons que l'importance relative des coûts de possibilités de maintenance et de rénovation dépend largement de l'importance et du type de l'entreprise de même que de sa politique financière.

Sommaire

Les principes de base du fonctionnement des systèmes frigorifiques ont été expliqués dans le but d'attirer l'attention sur les divers points où il est possible de réaliser des économies d'énergie.

Si *l'efficacité* d'un système est définie d'après le rapport entre le coefficient de performance réel et le coefficient de performance idéal du cycle de Carnot inversé, elle se situe alors entre 20 et 25% de cette valeur théorique. En appliquant des techniques de gestion de l'énergie, on peut améliorer l'efficacité d'une installation et en diminuer la consommation d'énergie. Le graphique (Figure 26) illustre les effets que peuvent avoir le manque d'efficacité et les contraintes physiques d'un système sur son rendement. On peut réaliser des économies substantielles en améliorant certaines composantes spécifiques du système. Par exemple, l'amélioration du rendement mécanique ou électrique d'une installation peut entraîner une diminution de la consommation d'énergie tout en continuant de fournir la même puissance frigorifique.



Bilan énergétique pour installations frigorifiques avec compresseur à pistons

Figure 26

APPAREILLAGE

Voici les principales composantes qui constituent les installations frigorifiques à compression de vapeur.

- Compresseurs frigorifiques
- Évaporateurs
- Dispositifs de détente
- Condenseurs
- Appareils de rejet de la chaleur

Compresseurs frigorifiques

Des compresseurs volumétriques ou dynamiques sont utilisés pour répondre aux besoins des installations frigorifiques.

- Les appareils *volumétriques* augmentent la pression du fluide frigorigène par réduction du volume dans la chambre de compression. Le travail transmis par l'arbre permet d'accroître la pression. Dans cette catégorie, on retrouve les compresseurs à pistons, les compresseurs rotatifs à palettes et les compresseurs à vis ou hélicocompresseurs.
- Les appareils *dynamiques* augmentent la pression du fluide frigorigène par un processus continu de transfert de la quantité de mouvement d'un élément mécanique rotatif au fluide à comprimer. Dans cette catégorie, on retrouve les compresseurs centrifuges et les turbocompresseurs.

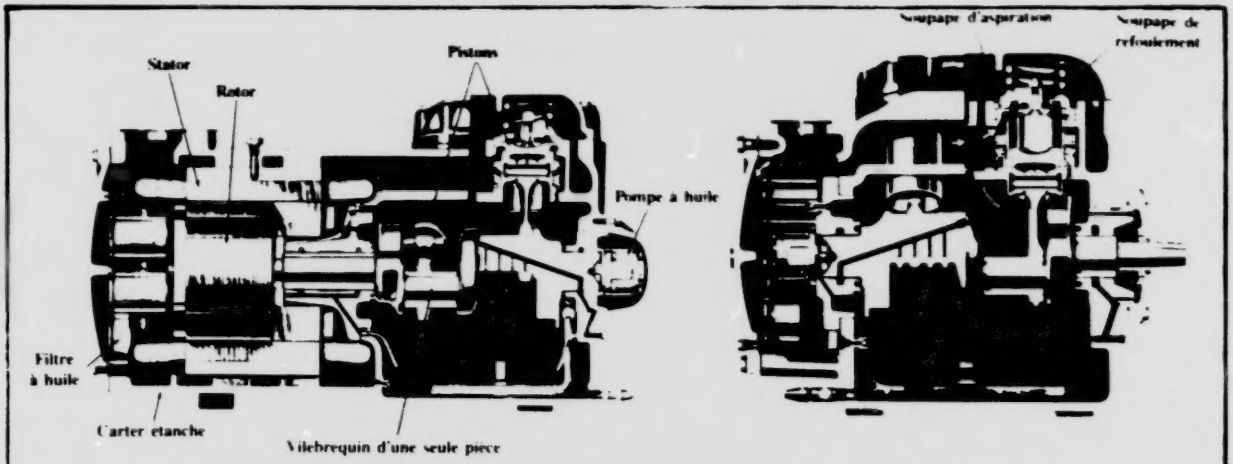
Les compresseurs volumétriques et dynamiques sont classés en compresseurs hermétiques, semi-hermétiques et ouverts.

- Les compresseurs *hermétiques* comprenant le moteur et l'entraînement, sont montés dans une enceinte soudée pouvant contenir le réfrigérant et l'huile pour la lubrification. Ce sont des compresseurs de faible capacité, raisonnablement fiables et offerts à un prix modique; mais d'entretien difficile.
- Les compresseurs *semi-hermétiques* sont semblables aux compresseurs hermétiques, sauf que le moteur et le compresseur sont logés dans une enveloppe ayant des sections où des panneaux d'inspection boulonnés pour faciliter l'entretien.
- Les compresseurs *ouverts* se distinguent par un arbre d'entraînement se prolongeant à l'extérieur du bloc du compresseur à travers un joint étanche.

Machines volumétriques

La plupart des compresseurs *à pistons* (Figure 27) sont à simple effet, c'est-à-dire qu'ils compriment le gaz seulement lorsque le piston avance. La force motrice peut être transmise directement par un moteur ou indirectement par une courroie ou par engrenage. L'efficacité du compresseur est affectée par le volume de dégagement du cylindre, le taux de compression, la quantité de surchauffe d'aspiration, les pertes de charge aux soupapes et les caractéristiques du fluide frigorigène. La Figure 28 montre les différences de rendement général et volumétrique observées pour des compresseurs à pistons comprimant les fluides frigorigènes R-12 et R-22 selon divers taux de compression. Lorsque la température de refoulement du compresseur est basse, comme c'est le cas pour le R-12, le compresseur est généralement refroidi à l'air. Le compresseur est généralement refroidi à l'eau lorsque les températures de refoulement sont élevées.

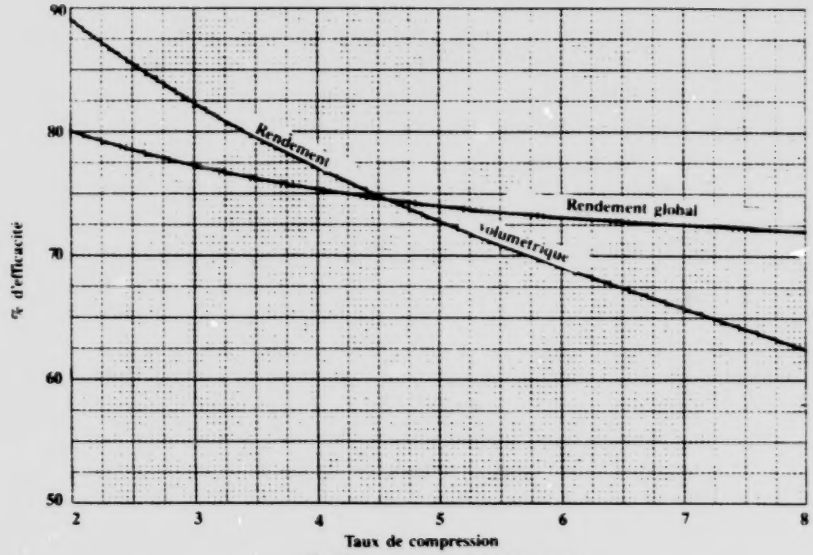
Les compresseurs de type *rotatif* sont dotés d'un rotor tournant dans une cavité. Le gaz entre par un orifice, puis le rotor ferme l'orifice et comprime le gaz au fur et à mesure qu'il est acheminé vers l'orifice d'échappement. Ce principe de base vaut pour les compresseurs à vis et les compresseurs à palettes.



Compresseur hermétique **Compresseur ouvert**

Compresseurs à pistons typiques

Figure 27

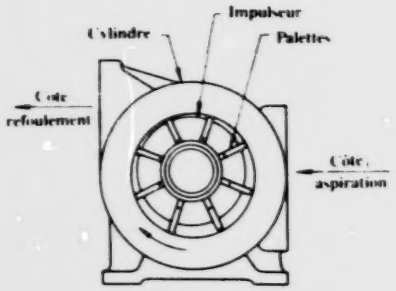


Rendement caractéristique des compresseurs à pistons avec les fluides frigorigènes R-12 et R-22

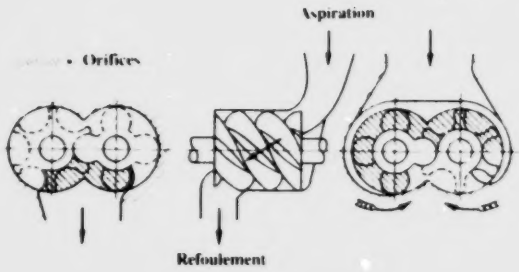
Figure 28

Les compresseurs à *palettes* comprennent un rotor excentrique à palettes tournant dans une cavité (voir Figure 29). Au fur et à mesure que le rotor tourne, les palettes glissent (entrent et sortent) librement divisant la cavité en plusieurs segments étanches de différentes grandeurs. Le gaz entre par l'orifice d'admission où les segments sont de grandes dimensions, puis est comprimé au fur et à mesure que la cavité devient plus petite. Les taux de compression maximum sont de l'ordre de 7:1. Ces compresseurs conviennent aux petites installations frigorifiques et à certains systèmes fonctionnant à l'ammoniac. Dans les installations à étages multiples, où chaque stage a un faible taux de compression, on utilise les compresseurs à palettes comme *surpresseurs*.

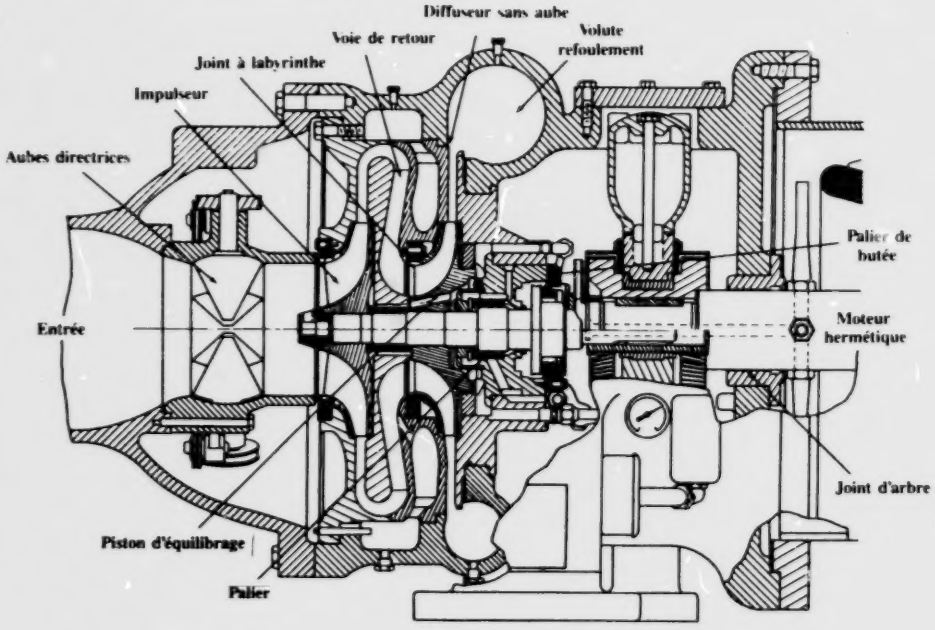
Les compresseurs *à vis (ou hélicocompresseurs)* (Figure 30) comprennent deux rotors à profils conjugués usinés en hélice. Le rotor mâle (avec lobes) s'accouple au rotor femelle (avec alvéoles) dans une enveloppe fixe ayant l'aspiration à une extrémité et le refoulement à l'autre. Comme dans le cas des compresseurs à palettes, les éléments rotatifs créent un vide du côté aspiration, aspirent une quantité de gaz, puis referment l'orifice de façon étanche. Comme le volume diminue au fur et à mesure que le gaz est acheminé vers le côté refoulement par l'action conjuguée des deux rotors, il y a compression du gaz. Le gaz est refoulé à l'extrémité haute pression/faible volume du compresseur et évacué par l'orifice d'échappement. Règle générale, le rotor mâle est à entraînement direct, tandis que le rotor femelle est entraîné par le rotor mâle soit par un engrenage comme c'est le cas pour les compresseurs secs, soit par prise directe avec le rotor comme c'est le cas pour les compresseurs noyés dans l'huile.



Vue intérieure d'un compresseur rotatif
Figure 29



Hélicocompresseur à deux vis
Figure 30



Compresseur centrifuge
Figure 31

Gracieuseté de l'ASHRAE

Machines dynamiques

Un compresseur *centrifuge* (Figure 31) fonctionne selon le même principe qu'une pompe centrifuge, sauf qu'il pompe un gaz frigorigène au lieu d'un liquide. Un impulseur rotatif transmet une certaine vitesse au gaz qui cherche à se diriger vers l'extérieur. Le carter ralentit le débit gazeux, transformant une partie de l'énergie cinétique (pression dynamique) en pression statique. Ce type de compresseur convient parfaitement aux unités de grande puissance utilisées à des taux de compression faibles. La puissance frigorifique de ces compresseurs va de 350 kW à plus de 10 000 kW.

Une comparaison entre les quatre principaux types de compresseurs pour systèmes frigorifiques est établie à la Table 6.

COMPARAISON ENTRE QUATRE TYPES DE COMPRESSEURS POUR INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES
TABLE 6

	Avantages	Désavantages
Compresseur rotatif à palettes	• Bon rendement comme surpresseur : rendement égal aux compresseurs à vis et supérieur à celui des compresseurs à piston • Peut travailler à basse pression • Mécaniquement fiable	• Limites au niveau de la pression de refoulement • Rapport de la pression globale limité à environ 7:1 • Mauvaises caractéristiques à charge partielle
Compresseur à piston	• Principal type de compresseur utilisé dans l'industrie • Gamme complète de grosseurs et de puissances • Efficace en charge partielle • Relativement peu coûteux • Minimum de support technique requis	• Chute de rendement volumétrique à de hauts rapports de pression • Fréquents travaux d'entretien exigés • Aucun liquide toléré • Refroidissement par eau nécessaire pour les systèmes fonctionnant à l'ammoniac
Compresseur à vis	• Bon rendement à pleine charge • Unités de grande puissance disponibles • Coûts d'entretien peu élevés • Fiabilité • Liquides tolérés • Refroidissement par injection de liquide en option • Puissance variable à l'infini • Grande souplesse d'utilisation	• Rendement médiocre en charge partielle • Prix élevé par petits compresseurs • Réparations coûteuses dans les endroits isolés
Compresseur centrifuge	• Efficace à pleine charge • Unités de grand puissance très peu encombrantes	• Matériel de précision fonctionnant à haute vitesse • Utilisable seulement avec fluides frigorigènes de type fréon • Inefficace en charge partielle • Sérieuses limites d'opération

Évaporateurs

Les évaporateurs utilisés couramment dans les systèmes de climatisation d'air et de refroidissement de procédés se divisent en deux catégories:

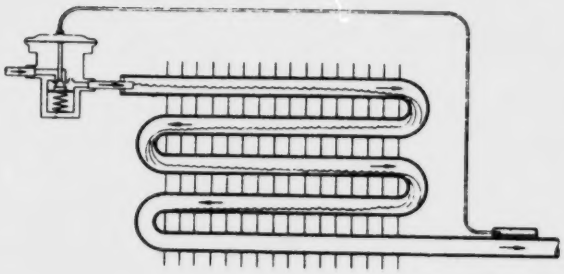
- serpentins à détente directe (DX) employés principalement pour refroidir l'air et d'autres écoulements gazeux;
- les refroidisseurs de liquides (refroidisseurs à calandre multitubulaire) — surtout utilisés pour refroidir l'eau, le glycol et les saumures destinés au refroidissement des procédés ou à la climatisation de l'air.

Serpentins

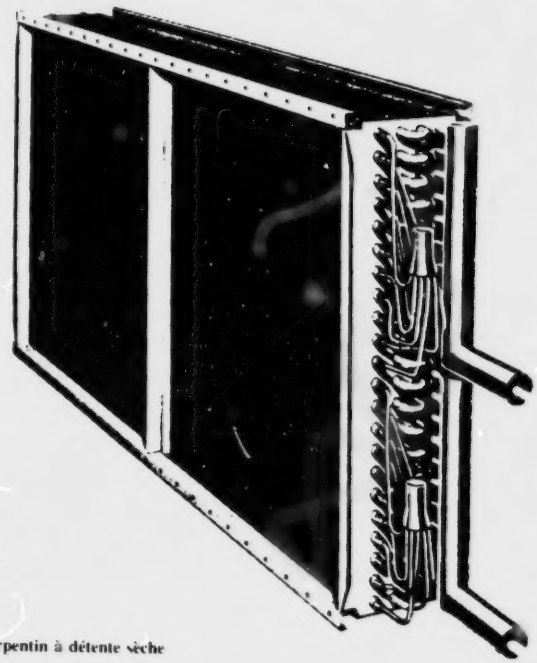
Les *serpentins à détente directe (DX)* (Figure 32) comprennent une série de tubes dans lesquels circule le fluide frigorigène. Les tubes sont agencés en circuits parallèles alimentés à partir d'un seul détendeur. La vapeur du fluide frigorigène chaud est recueillie dans le collecteur de gaz de sortie (aspiration). Les tubes sont munis d'ailettes pour augmenter le transfert de chaleur entre le médium à refroidir, généralement de l'air, et le fluide frigorigène en ébullition.

Les serpentins à détente directe (DX) ne sont utilisés qu'avec des compresseurs volumétriques parce que les taux de compression des appareils dynamiques sont trop bas pour assurer un bon fonctionnement des serpentins. Les serpentins à détente directe se divisent en deux types: noyés et secs.

- Dans un évaporateur de type *noyé*, une soupape à flotteur maintient un niveau prédéterminé de liquide dans le serpentin, ce qui permet au serpentin évaporateur d'être toujours presque plein de fluide frigorigène. Ce contact complet du fluide avec les parois des tubes assure un excellent taux de transfert de la chaleur. Cependant, en raison des grandes quantités de fluide frigorigène qu'ils nécessitent, les évaporateurs de type noyé sont peu pratiques.
- Les serpentins de type *sec* contiennent très peu de fluide frigorigène, ce qui diminue le coût du réfrigérant. Un régulateur, appelé détendeur thermique (TX), ajuste la quantité de liquide entrant dans le serpentin pour maintenir une quantité prédéterminée de surchauffe dans le fluide frigorigène à la sortie du serpentin. Un évaporateur à détente sèche renferme surtout du liquide à l'entrée et seulement de la vapeur surchauffée à la sortie, après avoir absorbé la chaleur du médium à refroidir.



Détendeur thermostatique contrôlant le débit de fluide frigorigène entrant dans l'évaporateur



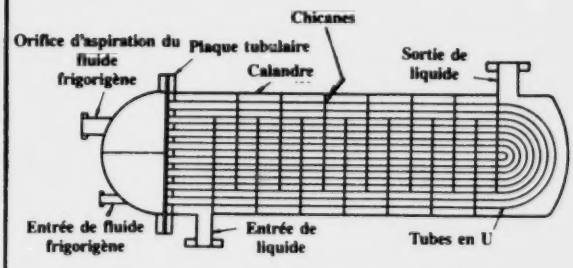
Serpentin à détente sèche

Détails d'un serpentin à détente directe
Figure 32

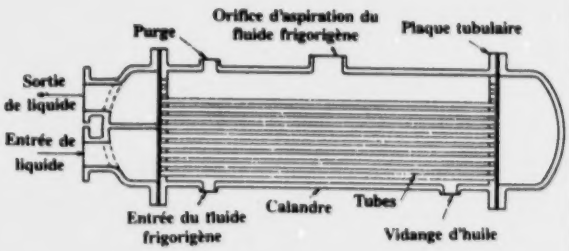
Refroidisseurs de liquides

Les échangeurs de chaleur à calandre (Figure 33) sont utilisés pour refroidir des liquides qui peuvent être employés comme fluides frigorigènes secondaires, ou encore pour refroidir directement le produit final. Ces échangeurs sont généralement désignés sous le nom de refroidisseur ou refroidisseur de liquides. Voici des applications type:

- refroidissement de l'eau des serpentins de climatisateur d'air;
- refroidissement du lait après la pasteurisation;
- refroidissement d'eau de fontaine;
- refroidissement des procédés.



Refroidisseur de liquide à détente directe (tubes en U)



Refroidisseur de liquide à calandre fonctionnant à l'ammoniac

Types de refroidisseurs de liquides

Type de refroidisseur	Régulateur de débit	Gamme de puissance kW	Généralement utilisés avec les fluides frigorigènes
À tubes et à calandre, noyé	Flotteur basse pression	175-1 750	717 (Amoniac)
À tubes multiples à ailettes et à calandre, noyé	Flotteur basse pression Régleur à flotteur haute pression	175-35 000	11, 12, 22, 113, 114, 500, 502
À calandre, à vaporisation	Flotteur basse pression Flotteur haute pression	350-1 750	11, 12, 13B1, 22, 113, 114
À calandre, à détente direct	Détendeur thermique	17,5-1 250	12, 22, 500, 502, 717
Refroidisseur Baudelot, type noyé	Flotteur basse pression	35-350	717
Refroidisseur Beaudelot, à détente directe	Détendeur thermique	17,5-85	12, 22, 717
Refroidisseur à double tube, noyé	Flotteur basse pression	35-85	717
Refroidisseur à double tube, à détente directe	Détendeur thermique	17,5-85	12, 22, 717
Refroidisseur à calandre et à serpentin	Détendeur thermique	7,35	12, 22, 717

Refroidisseurs de liquides
Figure 33

Gracieuseté de l'ASHRAE

Les refroidisseurs de liquides se divisent en deux catégories.

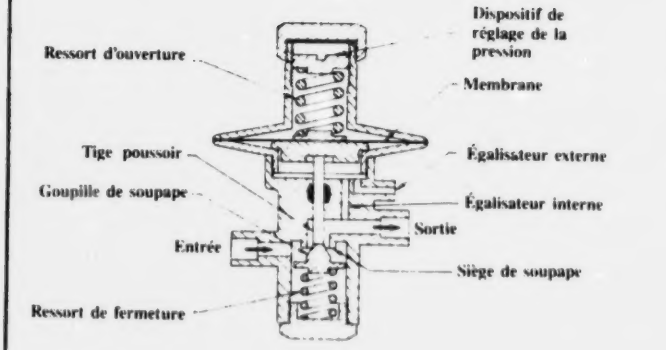
- Dans un *refroidisseur sec*, le fluide frigorigène est renfermé dans des tubes, tandis que l'eau ou la saumure circule dans la calandre du refroidisseur (évaporateur).
- Dans un *refroidisseur noyé*, l'eau ou la saumure circule dans les tubes. Règle générale, les tubes sont munis d'ailettes pour augmenter le taux de transfert de chaleur et diminuer les dimensions de l'évaporateur.

Les refroidisseurs secs sont utilisés pour les systèmes de climatisation de l'air et de réfrigération d'une puissance frigorifique inférieure à 615 kW parce que la quantité de fluide frigorigène est plus petite et que les risques d'endommager les installations par le gel sont moindres. Les refroidisseurs noyés sont plus efficaces pour les installations de plus grande capacité.

Dispositifs de détente

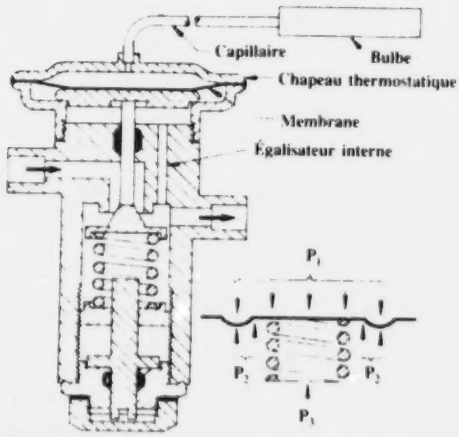
Dans un système à compression de vapeur un registre limiteur de débit permet de maintenir le différentiel de pression entre le côté haute pression (condenseur) et le côté basse pression (évaporateur). Ce dispositif règle le débit du fluide frigorigène à l'évaporateur en fonction des caractéristiques des appareils et de la charge frigorifique.

- Un *détendeur à pression constante* (Figure 34) maintient une charge constante sur le compresseur, indépendamment de la charge de l'évaporateur, en règlant le débit du fluide frigorigène dans l'évaporateur à partir de la pression d'aspiration.
- Un *détendeur thermostatique* (Figure 35), le dispositif de détente le plus utilisé règle automatiquement le débit du fluide frigorigène à l'évaporateur pour que la capacité du système corresponde parfaitement à la charge réelle. Le raccordement en parallèle de plusieurs évaporateurs reliés à un seul compresseur est possible lorsque chaque évaporateur est muni de son propre détendeur thermostatique. Le détendeur capte la pression et la température du fluide frigorigène sortant de l'évaporateur et ajuste en conséquence le débit entrant dans le serpentin. La température est captée à la sortie du serpentin et la pression, à l'entrée.



La soupape est utilisée soit avec l'égalisateur interne ou externe, mais non avec les deux.

Détendeur à pression constante
Figure 34



P_1 — Pression de vapeur des éléments thermostatiques

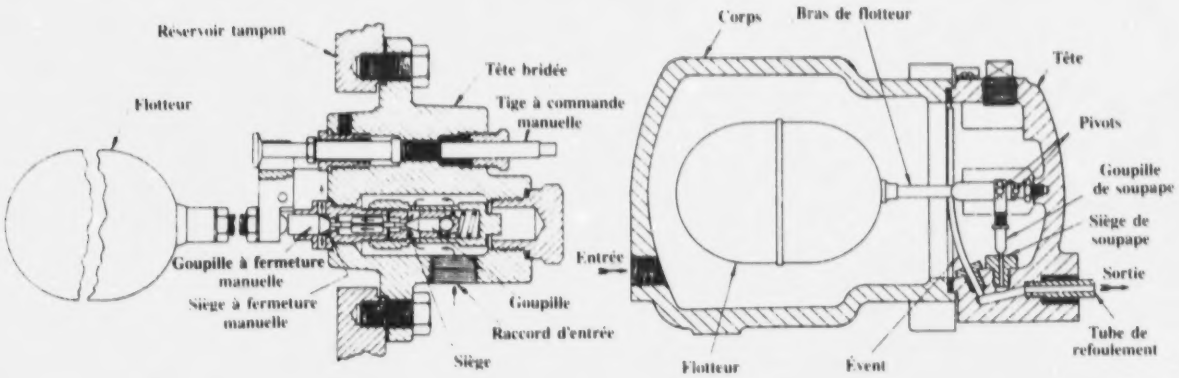
P_2 — Pression de l'évaporateur

P_3 — Pression équivalente à la puissance du ressort de surchauffe

Détendeur thermostatique
Figure 35

Gracieuseté de l'ASHRAE

- Des *soupapes à flotteur* (Figure 36) sont utilisées pour règler le débit du fluiue frigorigène entrant dans un refroidisseur du type noyé. Une soupape à flotteur à basse pression est située du côté basse pression du détendeur et une soupape à flotteur à haute pression, du côté haute pression. Le fluide frigorigène est admis dans la calandre de l'évaporateur par la soupape à flotteur à la même vitesse qu'il en est évacué par le compresseur. Dans certains systèmes, le flotteur commande un interrupteur électrique qui contrôle un robinet à solénoïde. Ainsi, le robinet à solénoïde laisse entrer périodiquement du fluide frigorigène dans l'évaporateur, permettant au niveau de fluide de fluctuer à l'intérieur de limites préréglées.



Soupape à flotteur à basse pression **Soupape à flotteur à haute pression**

Figure 36

Gracieuseté de l'ASHRAE

Condenseurs

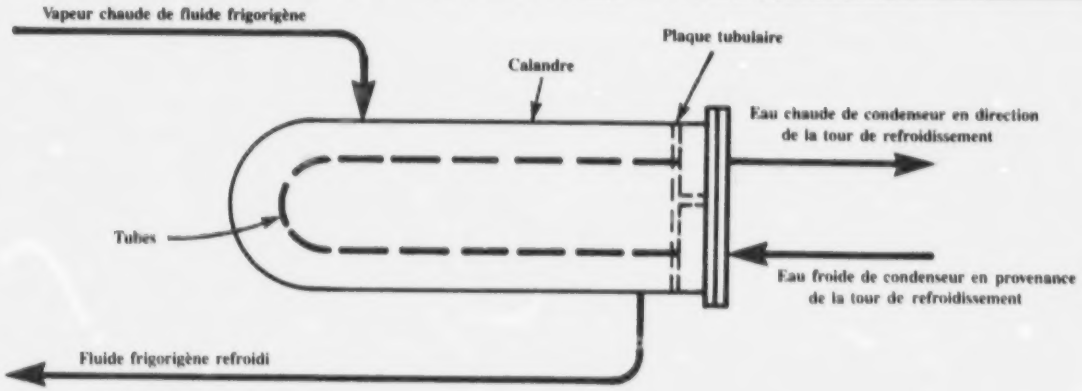
Les condenseurs sont généralement des échangeurs de chaleur multitubes, le fluide frigorigène s'écoulant dans la calandre et le fluide refroidisseur dans les tubes. La partie inférieure de la section tubulaire dans la calandre est immergée dans le fluide frigorigène et de cette façon l'échangeur agit également comme sous-refroidisseur pour réduire au minimum la vaporisation instantanée au détendeur.

Les autres types de condenseurs sont les condenseurs à serpentin refroidis à l'air et les condenseurs évaporatifs où l'eau est pulvérisée sur le serpentin. Des réservoirs auxiliaires et des refroidisseurs sont souvent utilisés avec ces types de condenseur. Des ventilateurs augmentent le débit d'air sur les serpentins et, par conséquent, le taux de transfert de la chaleur.

Condenseurs refroidis à l'eau

Il importe de porter attention aux points qui suivent lorsqu'on envisage d'utiliser des condenseurs refroidis à l'eau (Figure 37):

- nécessité d'utiliser de l'eau froide pour assurer le rejet de la chaleur;
- possibilité de devoir installer une tour de refroidissement lorsqu'il est impossible d'obtenir de l'eau froide à bon marché;
- nécessité d'utiliser des pompes auxiliaires et des conduites pour assurer la recirculation de l'eau de refroidissement;
- nécessité de traiter l'eau des systèmes à recirculation;
- besoins d'espace plus importants;
- problèmes d'entretien;
- protection contre le gel en hiver.

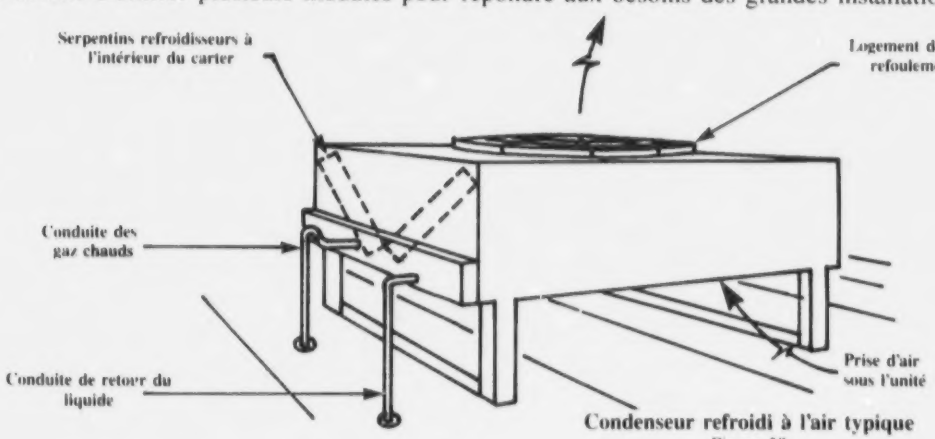


Condenseur refroidi à l'eau typique
Figure 37

Condenseurs refroidis à l'air

Les condenseurs refroidis à l'air (Figure 38) utilisent l'air extérieur comme médium de refroidissement. Des ventilateurs aspirent l'air à travers un serpentin de refroidissement dans lequel circule le fluide frigorigène et la chaleur latente du fluide frigorigène est enlevée sous forme de chaleur sensible par le courant d'air. Les condenseurs refroidis à l'air se distinguent par les caractéristiques suivantes:

- coûts d'installation peu élevés;
- entretien réduit;
- aucun besoin d'eau (les problèmes de gel, d'entartrage, de corrosion, les conduites d'eau, les pompes de circulation et le traitement de l'eau se trouvent ainsi éliminés);
- installation extérieure normalement utilisée;
- plus grande consommation énergétique par kW de refroidissement que les condenseurs refroidis par eau ou à évaporation;
- réseau de conduites plus long pour le fluide frigorigène, ce qui nécessite plus d'attention au moment de la conception et de l'installation du système;
- coûts plus élevés pour le fluide frigorigène en raison du réseau de conduites plus long;
- difficultés de fonctionnement à basse température extérieure causées par une surcapacité de condensation à des charges frigorifiques réduites;
- possibilité de niveau de bruit élevé en raison des grands volumes d'air nécessaires pour extraire la chaleur des condenseurs;
- nécessité d'utiliser plusieurs modules pour répondre aux besoins des grandes installations.



Condenseur refroidi à l'air typique
Figure 38

Condenseurs évaporatifs

Dans un condenseur évaporatif (Figure 39), l'eau est pulvérisée directement sur un serpentin refroidisseur. L'eau absorbe la chaleur de la vapeur du fluide frigorigène et le condense. Un ventilateur aspire de l'air à travers le serpentin pour enlever la vapeur d'eau saturée et la chaleur. De l'eau est ajoutée pour compenser les pertes dues à l'évaporation, à l'entraînement et aux purges. En hiver, les condenseurs évaporatifs peuvent fonctionner sans eau; de cette façon, ils sont utilisés comme condenseurs refroidis à l'air. Ainsi, les condenseurs évaporatifs réunissent les caractéristiques des condenseurs refroidis à l'air et à l'eau.

- Pour une puissance donnée, le condenseur évaporatif exige moins d'eau de circulation qu'un condenseur refroidi à l'eau relié à une tour de refroidissement.
- Le diamètre des conduites est plus petit et la longueur totale du réseau, plus courte.
- Les systèmes de pompage sont réduits.
- Ces appareils peuvent être installés à l'intérieur.
- Le traitement de l'eau est nécessaire.
- Des unités de grande capacité sont disponibles.
- Les besoins d'espace sont moindres que ceux des condenseurs refroidis à l'air ou des condenseurs à calandre combinés avec une tour de refroidissement.

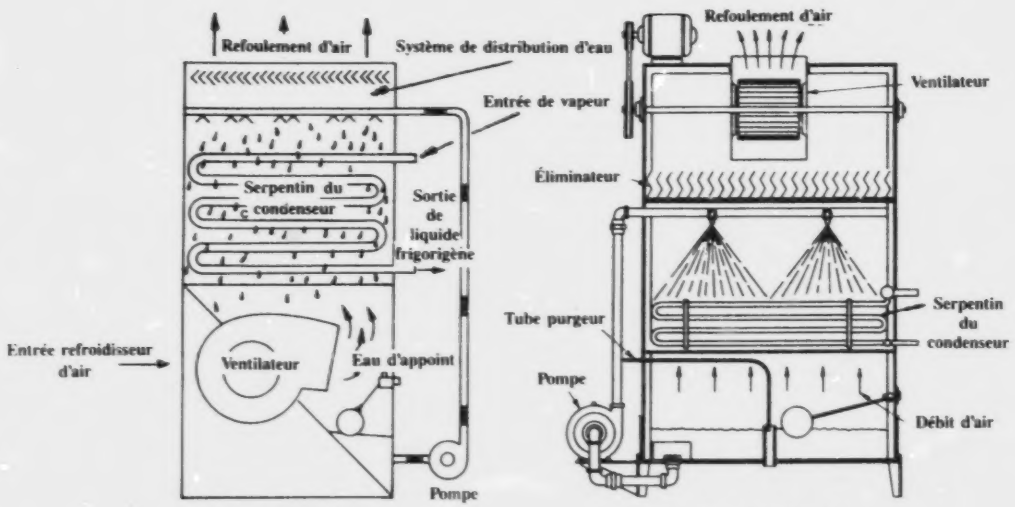


Schéma du fonctionnement d'un condenseur évaporatif
Figure 39

Gracieuseté de l'ASHRAE

Appareils de rejet de chaleur

Les principales méthodes employées pour rejeter la chaleur sont les suivantes:

- refroidissement à l'air,
- refroidissement à l'eau,
- refroidissement par évaporation d'eau.

Refroidissement à l'air

Voir la partie «Condenseurs» traitée dans cette section pour connaître le fonctionnement de base des appareils refroidis à l'air.

Refroidissement à l'eau

Un système *refroidi à l'eau* exige une source d'eau fraîche, propre et peu coûteuse. L'eau de lac ou de rivière peut se révéler utile seulement si les besoins de filtration et de traitement (cette dernière opération étant nécessaire pour prévenir l'entartrage et la corrosion) sont minimes. Des règlements municipaux limitent souvent la quantité d'eau potable qui peut être utilisée avec des systèmes à refroidissement direct sans recyclage. Des tours de refroidissement et des refroidisseurs par évaporation d'eau en circuit fermé pour rejeter la chaleur sont utilisés lorsqu'il n'est pas pratique de s'approvisionner en eau à partir de sources naturelles ou du réseau municipal.

Refroidissement par évaporation d'eau

Dans une *tour de refroidissement* (Figure 40), l'eau est pulvérisée dans un courant d'air. La chaleur latente de vaporisation est enlevée lorsqu'une fraction de cette eau s'évapore. L'eau refroidie est ensuite réutilisée. Une tour de refroidissement limite la quantité d'eau d'appoint qu'il faut ajouter pour compenser les pertes d'eau causées par *évaporation, entraînement ou purge*. De plus, l'eau doit être traitée pour prévenir la formation d'algues, ou encore l'entartrage. La purge de la tour est nécessaire pour enlever les minéraux et les produits chimiques servant au traitement de l'eau qui sont en grandes concentrations par suite de l'évaporation de l'eau.

Le rendement des tours de refroidissement est limité par la température du bulbe humide. Lorsque la température du bulbe humide se rapproche de la température du bulbe sec, l'air est presque saturé, l'évaporation de l'eau est réduite. Pour les systèmes frigorifiques, il est généralement peu pratique d'abaisser la température de l'eau des condenseurs à moins de 4°C de la température ambiante du bulbe humide (c'est-à-dire une température d'*approche* de moins de 4°C).

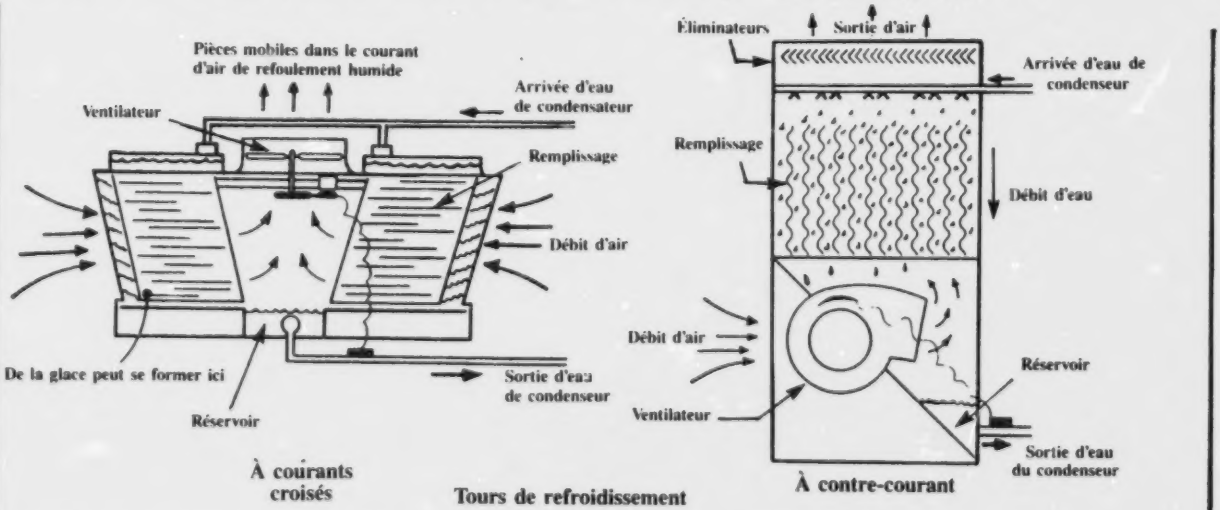
Les *refroidisseurs évaporatifs* fonctionnant en circuit fermé utilisent l'évaporation de l'eau comme principale méthode d'extraction de la chaleur. Leur construction est semblable à celle des condenseurs évaporatifs, sauf que le fluide refroidi est un fluide intermédiaire de transfert de chaleur, c'est-à-dire de l'eau ou une solution eau-glycol. Le fluide refroidi circule dans un condenseur à calandre pour enlever la chaleur du système frigorifique.

Autres systèmes de refroidissement

D'autres méthodes de rejet de la chaleur deviennent populaires.

De l'*eau de puits*, disponible en quantité et qualité voulues, peut servir à la condensation. Avec les pompes à chaleur, il est possible d'extraire de la chaleur d'une *formation aquifère* aux fins de chauffage en hiver et de retourner de l'énergie calorifique à cette même formation aquifère en été aux fins de refroidissement. En pareil cas, la formation aquifère agit à la fois comme source de chaleur et comme dissipateur thermique. Règle générale, la plupart des provinces exigent un permis avant de pouvoir faire usage des eaux souterraines.

Les pompes à chaleur type *sol-air* utilisent la terre comme source de chaleur et de dissipateur thermique. Les coûts d'installation ont tendance à être élevés en raison de l'espace occupé par les serpentins et des travaux d'excavation nécessaires. De plus, les frais d'entretien sont élevés. Avec ce type d'appareillage, il faut toujours veiller à ce qu'il y ait un équilibre entre la chaleur ajoutée au sol et la chaleur extraite de façon à ne pas compromettre la capacité frigorifique des machines. L'utilisation d'un serpentin de sol comme condenseur pour rejeter la chaleur limite la capacité frigorifique en raison de l'assèchement du sol à proximité du serpentin.



Tours de refroidissement

Figure 40

Systèmes de compression à étages multiples

Un système à compression à étages multiples est utilisé lorsqu'il y a de grandes différences de température et de pression entre l'évaporateur et le condenseur. La Figure 41 montre l'arrangement de base d'un système à deux stages où la compression est assurée par deux compresseurs volumétriques ou par les deux stages d'un compresseur centrifuge à étages multiples. Le refroidisseur inter-stage du type à vaporisation instantanée sous-refroidit le liquide frigorigène acheminé à l'évaporateur en vaporisant une partie du fluide après le premier stage de détente. La vapeur instantanée est retournée vers un point intermédiaire du processus de compression dans le but d'améliorer l'efficacité de la compression en refroidissant le gaz surchauffé (Figure 42).

Dans les grandes installations frigorifiques munies de plusieurs évaporateurs et compresseurs ayant des taux de compression (température) élevés, le nombre de refroidisseurs inter-stages et de stages de compression est augmenté pour maximiser l'efficacité du système.

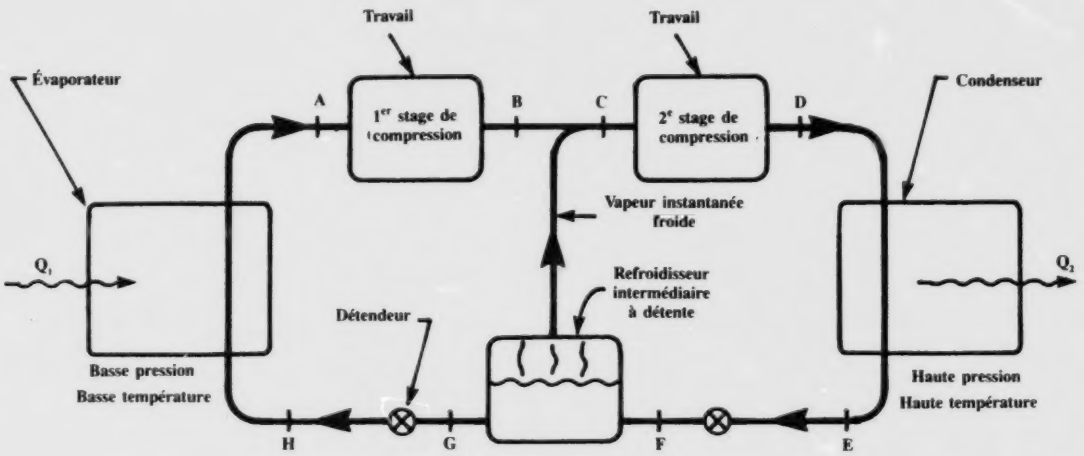


Schéma d'une installation frigorifique à deux stages
Figure 41

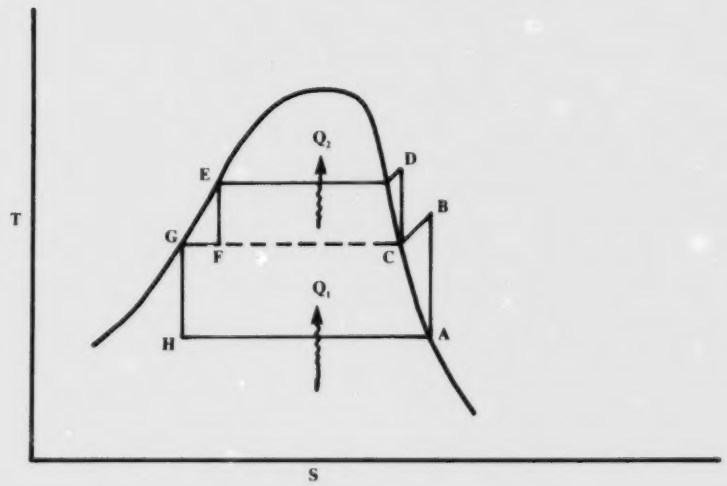
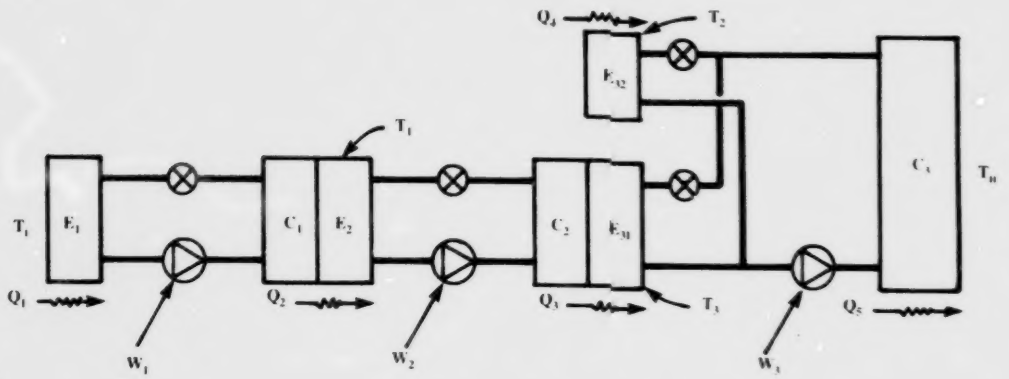


Diagramme T-s pour cycle de compression de vapeur à deux stages
(Les lettres renvoient aux points correspondants de la figure 41)
Figure 42

Installations frigorifiques en cascade

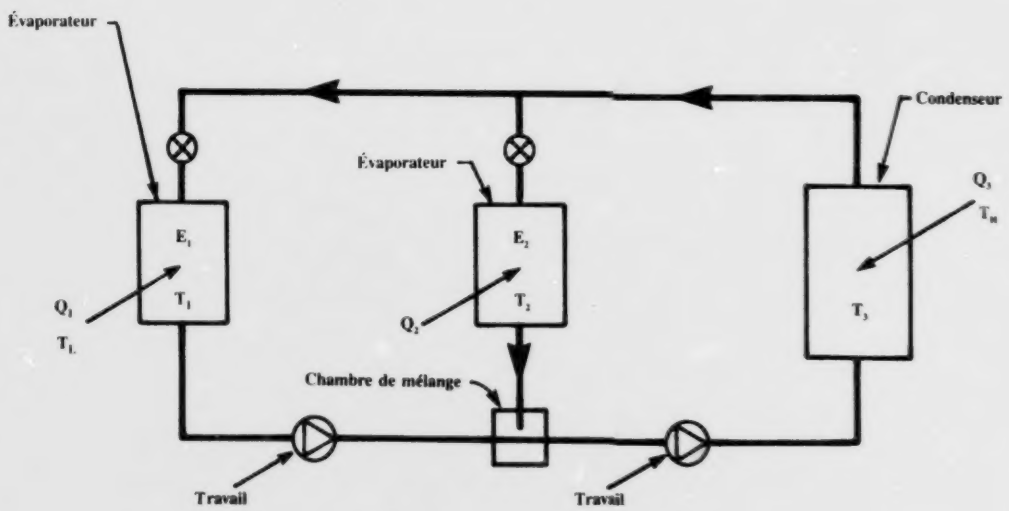
Les installations en cascade sont utilisées pour obtenir de grandes différences de température entre la source de chaleur et le dissipateur thermique. Ce sont des installations frigorifiques à plusieurs circuits où l'évaporateur d'un circuit agit comme condenseur du circuit à température plus basse. Plusieurs installations frigorifiques sont conçues pour passer successivement d'un système à l'autre, ou encore d'un circuit à l'autre (Figure 43). Des évaporateurs multiples peuvent être utilisés à n'importe quel stage de la compression. De même, les fluides frigorigènes employés à chaque stage peuvent être différents; ils sont généralement choisis pour donner un rendement optimum aux températures d'évaporateur et de condenseur données. Un autre arrangement pourrait consister à utiliser un condenseur commun avec un circuit de surpression pour obtenir deux températures d'évaporateur distinctes (Figure 44).



Système à trois stages en cascade

(W = Travail au compresseur, Q = Transfert de chaleur, E = Évaporateur
C = Condenseur, T_1 au-dessus de T_L, T_2 et T_3 au-dessus de T_1
T_H = température finale de condensation)

Figure 43



Système en cascade à deux stages avec circuit de surpression

Figure 44

Pompes à chaleur

Une pompe à chaleur est un appareil utilisé pour transférer la chaleur d'un corps à basse température à un corps à une plus haute température pour chauffer une zone ou un procédé. Un grand nombre d'installations comportent des pompes de chaleur de type *réversible* utilisées à des fins de chauffage ou de refroidissement d'un lieu, d'un procédé, etc., selon les besoins.

Un robinet inverseur à quatre voies sert à inverser le débit du fluide frigorigène pour permettre l'utilisation des serpentins ou des échangeurs en mode de condensation ou d'évaporation. Avec des installations dotées d'un circuit fixe pour le fluide frigorigène et dépourvues de robinet inverseur, on peut inverser le débit des réfrigérants secondaires avec un robinet ou registre extérieur.

Divers arrangements entre la source de chaleur et le dissipateur thermique sont possibles, selon les besoins de chauffage ou de refroidissement:

- air-air
- air-eau
- eau-air
- eau-eau
- sol-air
- sol-eau

Dans chaque cas, le premier terme réfère à la source de chaleur s'il s'agit de chauffage ou au dissipateur thermique pour le refroidissement. Le second terme réfère au réfrigérant secondaire utilisé aux fins de chauffage ou de refroidissement d'une zone, d'un procédé, etc. Voici quelques exemples.

- Une pompe de chaleur *air-air* comme celle représentée à la Figure 45 peut être utilisée pour chauffer ou refroidir. En mode de refroidissement, la chaleur est extraite de l'air de l'environnement, puis rejetée à l'air extérieur. En mode de chauffage, la chaleur est extraite de l'air extérieur, puis rejetée dans l'air de l'environnement à chauffer.
- Dans un système *air-eau*, la chaleur est extraite de l'air ambiant ou de l'air évacuée pour préchauffer ou chauffer l'eau utilisée aux fins de chauffage ambiant ou du procédé.
- Un système *eau-air* comme celui représenté à la Figure 46 permet de chauffer ou de refroidir l'air en utilisant de l'eau comme source de chaleur ou dissipateur thermique.
- Un système *eau-eau* extrait la chaleur d'une source d'eau tout en la rejetant simultanément à un dissipateur thermique pour chauffer ou refroidir un environnement, un procédé, etc.
- Les systèmes *sol-air* et *sol-eau* sont l'objet d'un usage restreint. Leurs applications sont réservées au chauffage d'espaces où les besoins de puissance frigorifique ou calorifique totale sont minimes et où les dimensions du serpentin de sol sont également petites.

Le coefficient de performance des pompes à chaleur varie de 2 à 3 pour les petits systèmes air-air utilisés pour le chauffage ambiant et de 5 à 6 pour les plus grandes installations fonctionnant à l'intérieur de petits écarts de température.

La plupart des systèmes de pompes à chaleur sont munis d'une source de chaleur d'appoint pour subvenir au manque de production de chaleur qui a lieu au fur et à mesure que la température de l'évaporateur (source de chaleur, serpentin extérieur) s'abaisse. Cette remarque vaut surtout pour les systèmes de pompe à chaleur air-air pour le chauffage ambiant où la production de chaleur diminue au fur et à mesure que la température extérieure descend.

Effets de l'entretien sur le rendement des systèmes

Les propriétaires d'installations frigorifiques et de pompes à chaleur devraient se conformer aux directives de d'entretien et service du fabricant pour bénéficier d'un rendement maximum pendant la vie des équipements. Des joints fuyants, un graissage inadéquat et des appareils de régulation défectueux diminuent le rendement et la vie de l'appareillage.

Des mesures fort simples, comme le nettoyage régulier de l'évaporateur et du condenseur, ont des effets marqués sur le rendement. La Table 8 démontre les effets des éléments encrassés sur un compresseur à pistons refroidi à l'air. Une diminution de la puissance frigorifique pouvant atteindre 25% et l'augmentation simultanée de la consommation d'énergie jusqu'à 40% peuvent résulter d'un manque de nettoyage. Dans le cas de refroidisseurs à absorption, la diminution de la puissance frigorifique peut être de l'ordre de 24% et l'augmentation de la consommation d'énergie, de 7,5%, dues à un entretien inadéquat.

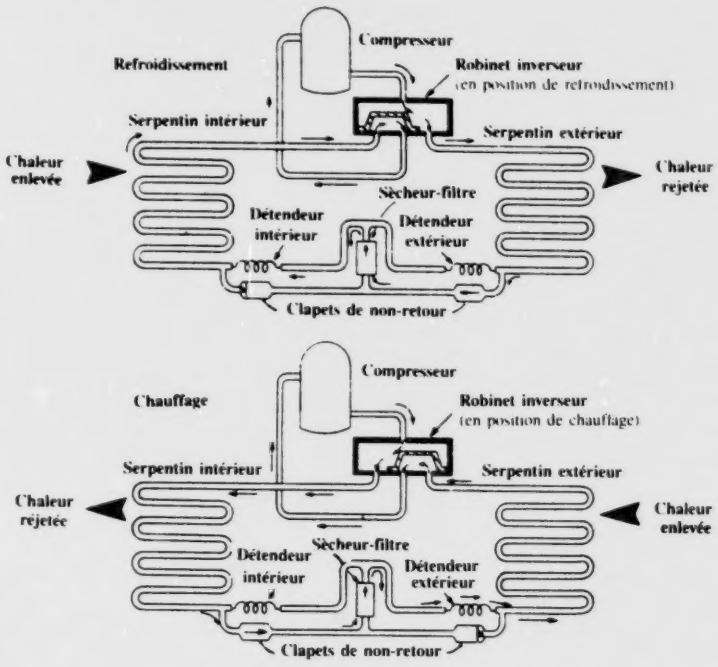


Schéma typique
d'une pompe à chaleur air-air
Figure 45

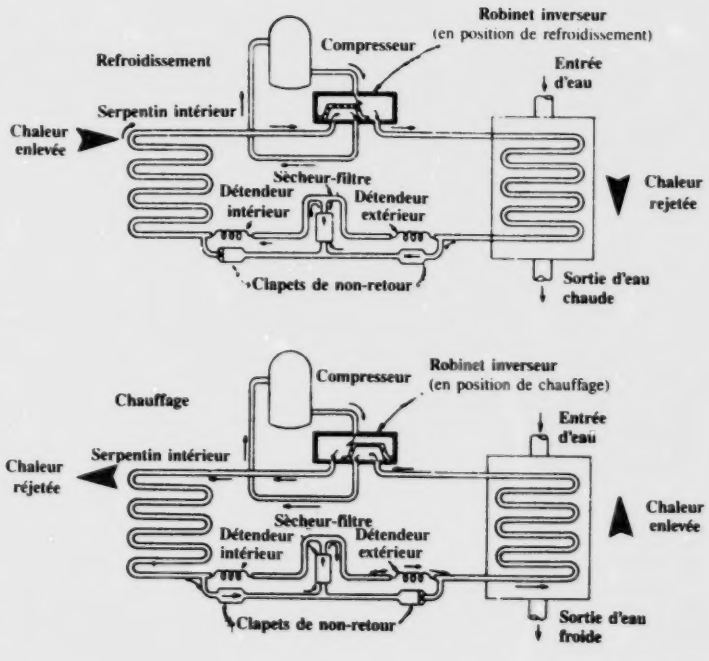


Schéma d'une pompe à chaleur
eau-air
Figure 46

Gracieuseté de l'ASHRAE

POSSIBILITÉS DE GESTION DE L'ÉNERGIE

Les possibilités de gestion de l'énergie sont des initiatives prises en vue d'utiliser l'énergie plus efficacement pour réaliser des économies. Les trois principales catégories de possibilités de gestion de l'énergie sont: Possibilités de maintenance, Possibilités d'amélioration à coût modique et Possibilités de rénovation — sont présentées dans cette section et expliquées à l'aide d'exemples concrets ou de descriptions illustrant les possibilités pour économiser l'énergie. Les possibilités décrites ne constituent pas un ensemble complet, mais plutôt un aperçu visant à permettre au personnel de direction, d'exploitation et d'entretien de se familiariser avec les différentes façons d'économiser l'énergie et à les aider à en déceler d'autres. Il y aurait avantage à consulter les autres modules de cette série pour découvrir d'autres possibilités de gestion de l'énergie.

Possibilités de maintenance

Les *possibilités de maintenance sont des initiatives de gestion de l'énergie exécutées de façon périodique et au moins une fois par année*. Parmi les possibilités de gestion de l'énergie de cette catégorie, mentionnons:

- Inspection et nettoyage à intervalles réguliers des surfaces de transfert de chaleur des évaporateurs et condenseurs. Des surfaces encrassées diminuent l'efficacité du transfert de la chaleur, ce qui exige de plus grandes différences de température pour maintenir le taux de transfert de chaleur. Plus l'écart de température est grand, plus le coefficient de performance s'en trouve diminué;
- Réparation de l'isolation des conduites d'aspiration et refoulement du compresseur pour diminuer la surchauffe des gaz d'aspiration et les pertes de sous-refroidissement. Les conduites du fluide frigorigène absorbent de la chaleur lorsqu'elles sont installées dans des endroits où l'air n'est pas climatisé, ce qui augmente la charge du système inutilement.
- Calibrage des appareils de régulation et commandes de même que vérification de leur fonctionnement à intervalles réguliers pour s'assurer que les installations frigorifiques et les pompes à chaleur fonctionnent efficacement;
- Maintien de la charge de fluide frigorigène prévue dans les circuits des installations frigorifiques et des pompes à chaleur. Un bas niveau de fluide frigorigène diminue l'efficacité et la puissance frigorifique des installations. Une diminution du débit du fluide frigorigène cause une surchauffe excessive à l'évaporateur, réduit l'efficacité du compresseur et augmente la température de condensation;
- Circulation d'air sans obstruction autour des condenseurs et des tours de refroidissement pour supprimer le «court-circuitage» des courants d'air favorisant des températures et des pressions de condensation plus élevées;
- Réduction au minimum du fonctionnement simultané des systèmes de chauffage et de refroidissement. Des thermomètres situés à divers endroits stratégiques peuvent permettre d'identifier ce genre de problème.

Exemples concrets de maintenance

Des exemples concrets sont utilisés pour illustrer les possibilités d'économie d'énergie et la diminution des coûts correspondant. Ces exemples sont très représentatifs du genre de situation rencontrée lors d'inspection ou d'analyse d'installations frigorifiques ou de pompes à chaleur.

1. Abaissement de la température de condensation

Au cours des ans, le rendement d'une installation frigorifique de 175 kW équipée d'un condenseur refroidi à l'air avait nettement diminué. Une inspection avait permis de découvrir que l'endroit où se trouvait le condenseur avait été transformé en aire d'entreposage où des matériaux étaient empilés. La circulation de l'air près du condenseur était donc obstruée causant ainsi un court-circuitage du courant d'air. Lorsque la température de l'air ambiant était de 35°C, l'air entrait dans le condenseur à une température de 46,1°C. La charge calorifique actuelle était de 120 kW. Les données du fabricant indiquaient que la puissance du compresseur était de 42,3 kW à 35°C et de 49,76 kW à 46,1°C pour un refroidissement de 120 kW. Le système fonctionnait 2 000 heures par année à une température élevée. L'enlèvement des matériaux empilés à proximité du condenseur éviterait le court-circuitage et abaisserait la température de l'air entrant dans le condenseur à celle de l'air ambiant. Le coût de l'électricité est de 0,05$/kWh.

La quantité d'énergie requise par le compresseur à 46,1°C = 2 000 × 49,76

= 99 520 kWh

La quantité d'énergie requise par le compresseur à 35°C = 2 000 × 42,3

= 84 600 kWh

Énergie économisée = 99 520 — 84 600

= 14 920 kWh

Économies = 14 920 kWh × 0,05$/kWh

= 746$/an

2. Nettoyage des évaporateurs et des condenseurs

On utilisait un refroidisseur centrifuge de 880 kW avec une tour de refroidissement pour la production d'eau refroidie destinée à la climatisation de l'air. Lors d'une analyse au passage, il fut remarqué qu'il y avait formation d'algues sur les surfaces mouillées de la tour de refroidissement. La purge de l'eau visant à contrôler les dépôts de minéraux et de réactifs se faisait en continu. Aucun essai chimique et de traitement d'eau n'était assuré.

Lors d'un arrêt de l'usine, il fut constaté que les surfaces de transfert de chaleur de l'évaporateur et du condenseur étaient encrassées. Un entrepreneur fut embauché pour nettoyer le matériel au coût de 1 700$ pour chaque échangeur de chaleur et de 1 400$ pour la tour de refroidissement, pour une somme de 4 800$. Le coût de l'électricité est de 0,05$ le kWh.

Le rendement du système fut évalué avant et après le nettoyage en se servant des données du fabricant et les estimés des coefficients de performance.

Température d'aspiration du fluide frigorigène (surfaces encrassées): 1,7°C = 274,7 K

Température de condensation du fluide frigorigène (surfaces encrassées): 46,1°C = 319,1 K

Température d'aspiration du fluide frigorigène (surfaces propres): 7,2°C = 280,2 K

Température de condensation du fluide frigorigène (surfaces propres): 40,6°C = 313,6 K

$$\text{Coefficient de performance (surfaces encrassées)} = 0{,}25^{*} \times \frac{T_L}{(T_H - T_L)}$$

$$= 0{,}25 \times \frac{274{,}7}{319{,}1 - 274{,}7}$$

$$= 1{,}55$$

$$\text{Coefficient de performance (surfaces propres)} = 0{,}25^{*} \times \frac{T_L}{(T_H - T_L)}$$

$$= 0{,}25 \times \frac{280{,}2}{313{,}6 - 280{,}2}$$

$$= 2{,}10$$

* Les coefficients de performance réels sont estimés à 0,25 × COP (théorique)

$$\text{Modification du coefficient} = \frac{(2{,}10 - 1{,}55)}{1{,}55} \times 100$$

$$= 35\% \text{ (amélioration)}$$

Puissance nécessaire pour un refroidissement de 880 kW :

$$\text{surfaces encrassées } \frac{880}{1{,}55} = 568 \text{ kW}$$

$$\text{surfaces propres } \frac{880}{2{,}10} = 419 \text{ kW}$$

Le système fonctionne à pleine charge pendant environ 900 heures par année. Les économies résultant du nettoyage sont les suivantes:

$$\text{Économies} = (568 - 419) \text{ kW} \times 900 \text{ h} \times 0{,}05\$/\text{kW}$$

$$= 6\ 705\$$$

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{\text{Investissements}}{\text{Économies}}$$

$$= \frac{4\ 800\$}{6\ 705\$}$$

$$= 0{,}72 \text{ année (9 mois)}$$

Possibilités d'amélioration de coût modique

Les *possibilités d'amélioration de coût modique sont des initiatives de gestion de l'énergie réalisées une seule fois, et dont le coût n'est pas élevé.* Des exemples de possibilités d'amélioration de coût modique sont décrits ci-dessous.

- Élévation de la température de l'évaporateur pour augmenter le coefficient de performance du système.
  Régler la température de l'eau refroidie, de la solution au glycol ou de l'air en fonction de la puissance frigorifique voulue ou requise pour permettre à la température de l'évaporateur de s'élever sous des charges partielles. Par exemple, le réglage de la température de l'air quittant l'évaporateur d'un système de climatisation de l'air peut être déterminé selon la charge calorifique latente. Au fur et à mesure que la charge latente baisse, les besoins de déshumidification diminuent, et les appareils de régulation réajustent la température de l'évaporateur à la hausse.
  Relocaliser le serpentin extérieur d'une pompe à chaleur air-air dans un courant d'air évacué propre. L'air évacué d'un édifice est toujours plus chaud que l'air extérieur ambiant pendant la saison de chauffage.
- Diminution de la température de condensation pour augmenter le coefficient de performance du système.
  Relocaliser les condenseurs refroidis à l'air et les serpentins extérieurs des pompes à chaleur dans un courant d'air évacué propre. Règle générale, l'air évacué des édifices est plus froid que l'air extérieur ambiant pendant les périodes de refroidissement.
  Abaisser la température de l'eau des condenseurs en réglant différemment les valeurs de consigne des régulateurs de température de la tour de refroidissement. Une analyse détaillée est nécessaire pour déterminer si une augmentation de la performance des installations frigorifiques compensera les besoins de puissance supplémentaires du ventilateur de la tour de refroidissement et les coûts d'eau d'appoint.
  Fournir un système de traitement de l'eau automatique pour ajouter des produits chimiques et contrôler les purges de même que pour compenser les pertes d'eau de la tour de refroidissement et des condenseurs évaporatifs. Un système de traitement de l'eau adéquat maximise l'efficacité du transfert de chaleur et permet de maintenir les températures de condensation à un niveau plus bas. Parmi les autres avantages, mentionnons de moins grandes quantités d'eau d'appoint et de purge de même que des coûts d'exploitation et d'entretien moins élevés.

- Reviser l'horaire de production pour diminuer les périodes de pointe et faire meilleur usage de l'énergie frigorifique ou calorifique disponible. La révision de l'horaire peut permettre l'arrêt de certains compresseurs des systèmes multiples et le fonctionnement d'autres unités à charge optimum et efficacité maximale. Le fonctionnement des appareils selon une efficacité plus élevée pourrait reporter l'achat de nouveau matériel lorsqu'il y aura augmentation de la charge totale. Voir le module 3, Électricité et le module 19, Accumulation thermique, pour plus de détails.
- Améliorer la régulation automatique dans les installations frigorifiques de façon à obtenir une opération précise et souple. La régulation au moyen d'équipement transistorisé optimise l'opération des appareils et systèmes pour répondre aux besoins de la charge tout en réduisant au minimum la consommation d'énergie, et/ou délester la charge pour réduire les périodes de pointe de courte durée. Voir le module 3, Électricité, pour en savoir davantage sur les techniques de délestage de charges.
- Remplacer les compresseurs centrifuges exigeant beaucoup d'entretien par des compresseurs choisis en fonction de leur haute efficacité sous charges partielles.
- Améliorer l'isolation des conduites des fluides frigorigènes primaires et secondaires. Pour plus de détails, voir le module 1, Isolation thermique des équipements.
- Munir les tours de refroidissement, les refroidisseurs évaporatifs et les condenseurs refroidis à l'air, de moteurs de ventilateur à vitesses multiples. Normalement, l'équipement est choisi en fonction de la demande maximum de conception qui est rarement atteinte. Règle générale, les températures extérieures du bulbe sec et humide sont plus basses et les charges intérieures sont plus faibles. En diminuant le débit d'air au condenseur de façon à répondre aux besoins, la consommation électrique diminue.
- Des refroidisseurs et condenseurs évaporatifs utilisés en hiver peuvent donner les résultats recherchés lorsqu'ils fonctionnent avec des serpentins secs. Les coûts d'entretien, d'alimentation en eau et en électricité peuvent alors être diminués. Les câbles chauffants et les réchauffeurs de bassins peuvent être fermés. Ainsi les problèmes de formation de glace sur l'équipement et les édifices sont éliminés. Il faut noter que la diminution des besoins énergétiques du ventilateur et des pompes de circulation des tours de refroidissement et des refroidisseurs évaporatifs peut être annulée par une baisse du COP causée par des températures de condenseur plus élevées. Une analyse détaillée est donc nécessaire.
- Envisager l'utilisation d'un nouveau système de pompes à chaleur au lieu d'un nouveau système de climatisation de l'air si le chauffage est requis en hiver. Le coût plus élevé de l'équipement sera compensé par des coûts de chauffage moindres.
- Munir les thermostats et les appareils de régulation de couvercles verrouillables pour éviter tout ajustement ou modification non autorisé des valeurs de consigne.
- Utiliser l'eau de refroidissement propre destinée aux procédés qui est normalement envoyée à l'égout comme eau d'appoint pour les condenseurs évaporatifs ou les tours de refroidissement. Bien qu'il s'agisse là d'une mesure qui ne favorise pas directement la conservation de l'énergie, elle permet tout de même de diminuer les coûts d'exploitation.
- Revoir l'emploi de la dérivation des gaz chauds lorsqu'un système frigorifique fonctionne à charge partielle pendant une période relativement longue. Il peut se révéler possible de supprimer la dérivation et le cyclage, ou encore arrêter l'installation frigorifique.

Exemples concrets de possibilités d'amélioration de coûts modiques

Les exemples concrets sont destinés à mieux faire comprendre les possibilités d'économie d'énergie. Ces exemples sont très représentatifs des situations rencontrées lors d'examens de systèmes de réfrigération et de pompes à chaleur. Des feuilles de travail ont été prévues comme guide d'évaluation des économies possibles.

1. Traitement de l'eau des condenseurs

Il est important de maintenir des taux de transfert de chaleur au maximum en réduisant l'encrassement au minimum. Prenons le cas d'un système d'alimentation en eau du condenseur discuté dans l'Exemple concret de maintenance numero 2. Supposons que la moitié de l'amélioration du rendement soit attribuable au nettoyage du condenseur. La diminution des coûts énergétiques se formule ainsi:

$$\frac{6\ 705\$}{2} = 3\ 353\$$$

La tour de refroidissement a été munie d'un système de traitement d'eau à commande automatique pour optimiser les périodes de purges et d'apports en eau de même que pour assurer l'alimentation automatique des produits chimiques pour contrôler l'encrassement. Les coûts en capital étaient de 3 000$. Le coût annuel des produits chimiques est estimé à 800$. Remarquez que le réseau doit être nettoyé avant que le système de traitement d'eau automatique ne puisse être installé.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{3\ 000\$}{3\ 353\$}$$

$$= 0{,}9 \text{ année (11 mois)}$$

À la fin de la première année, le coût de nettoyage des échangeurs et de la tour de refroidissement de même que le coût de traitement de l'eau des condenseurs sont négligeables. Voir l'Exemple concret de l'entretien 11-2. En supposant que le programme de traitement d'eau du condenseur soit continué pour prévenir tout encrassement, les dépenses et économies annuelles au cours des années suivantes sont:

Économie d'électricité	3 353$
Moins: coût des produits chimiques	800$
Économies annuelles	2 553$

D'autres coûts sont également diminués. Le nettoyage annuel des échangeurs est éliminé, tandis que le contrôle des purges diminue les besoins en eau d'appoint.

2. Pompes à chaleur et chauffage électrique

L'addition d'un petit bureau est prévue pour une installation industrielle de Toronto. On cherche un moyen économique de chauffer et de refroidir ce nouveau local. L'usine rejette de la chaleur sous forme d'eau chaude. Les charges calorifiques pour le nouveau bureau, comprenant la ventilation, sont de 35,17 kW pour le refroidissement et de 29,31 kW pour le chauffage. Un climatisateur d'air monobloc avec chauffage électrique est proposé. Le coût annuel estimé pour le chauffage électrique est de 2 451$.

Une pompe à chaleur eau-air fut également envisagée comme alternative. La pompe à chaleur fut choisie de façon à pouvoir répondre aux charges de chauffage et de refroidissement, avec serpentins électriques capables d'assurer la relève à 100%. Le coefficient de performance de la pompe était de 2,25 du côté chauffage et de performance similaire au climatisateur d'air pour l'été. La source d'eau chaude était disponible à 85% du temps pendant la saison de chauffage, tandis que l'eau de refroidissement était disponible en tout temps au cours de la saison de refroidissement.

$$\text{Coût d'énergie annuel de la pompe à chaleur} = \frac{(0{,}85 \times 2\ 451)}{2{,}25} + (0{,}15 \times 2\ 451)$$

$$= 1\ 294\$$$

$$\text{Économies annuelles} = 2\ 451\$ - 1\ 294\$$$

$$= 1\ 157\$$$

Le coût supplémentaire d'une pompe à chaleur monobloc par rapport à un climatisateur d'air ordinaire avec chauffage électrique est estimé à 3 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{3\ 000\$}{1\ 157\$}$$

$$= 2{,}6 \text{ années}$$

3. Dérivation des gaz chauds

Une petite usine de fabrication a un système de réfrigération d'une puissance de 90 kW et d'un coefficient de performance de 3. Le compresseur a six cylindres et fonctionne à pleine charge 24 heures par jour, 5 jours par semaine, 50 semaines par année. Au cours des fins de semaine, la charge calorifique correspond à moins de 10% de la charge totale, tandis que l'unité utilise la dérivation des gaz chauds pour éviter les basses pressions d'aspiration et le givrage de l'évaporateur. On propose de supprimer la dérivation de gaz chauds et de contrôler l'unité par tout ou rien pour répondre aux besoins des faibles charges. Les appareils de régulation seront modifiés pour éliminer la dérivation des gaz chauds et installer des minuteries (pour empêcher des cycles arrêt/départ de trop courte durée) au coût de 1 400$. La dérivation des gaz chauds impose une charge calorifique d'environ 33% sur l'unité à un coût de 1 188$ par année, en plus des coûts pour produire 9kW de refroidissement nécessaire. En supprimant la dérivation de gaz chauds, on peut économiser ces 1 188$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{1\,400\$}{1\,188\$}$$

$$= 1{,}2 \text{ année}$$

Consultez la feuille de travail 11-1 pour avoir le détail des calculs.

Possibilités de rénovation

Les possibilités de rénovation sont des *initiatives de gestion de l'énergie qui sont réalisées une seule fois et dont le coût est important*. Dans cette catégorie, un grand nombre de possibilités méritent d'être examinées attentivement par des spécialistes. Elles ne peuvent pas être décrites en détail dans ce module. Dans certains cas, on fournira des exemples concrets, alors que dans d'autres cas, on se limitera à des commentaires. Parmi les possibilités de gestion de l'énergie les plus caractéristiques que l'on retrouve dans cette catégorie, mentionnons:

- Utilisation de machines à absorption pour produire du froid à bon marché lorsqu'il est possible de récupérer de la chaleur rejetée à haute température;
- Utilisation d'une pompe à chaleur pour élever la chaleur rejetée à basse température à une température appropriée au chauffage d'un immeuble;
- Aménagement d'un système de stockage thermique pour éviter le fonctionnement cyclique des compresseurs, et permettre un fonctionnement continu à pleine charge et haute efficacité. Voir module 19, Accumulation thermique;
- Mise en place de systèmes décentralisés pour répondre aux charges avec des besoins spéciaux. Par exemple, si une grande installation frigorifique fonctionne avec une basse température d'évaporation quand seulement une petite partie de l'installation utilise cette basse température, il suffit d'installer un petit système à basse température pour satisfaire à cette demande particulière. Il importe de faire fonctionner la grande installation à une plus haute température d'évaporation pour améliorer le COP. Enfin, il y a peut-être lieu de relier le système basse température au système à plus haute température pour diminuer les différences de température et d'augmenter le coefficient de performance du petit système;
- Récupération de la chaleur rejetée au condenseur aux fins de chauffage d'espaces et de procédés, ou encore de préchauffage de l'eau. Le coefficient de performance du système peut être amélioré lorsqu'on a la possibilité de rejeter la chaleur à une plus basse température. Par exemple, le préchauffage de l'eau potable diminue la quantité d'énergie nécessaire au chauffage de l'eau et permet d'abaisser la température de condensation. Cette eau peut souvent être utilisée pour abaisser la température de condensation de 5 à 10°C, augmentant le COP du système. On pourrait aussi utiliser la chaleur des condenseurs pour faire fondre la neige, ou prévenir la pénétration de gel dans le sol sous le plateau de glace d'une patinoire;
- Désurchauffe de la vapeur du fluide frigorigène (gaz chaud) sortant du compresseur. La surchauffe peut être récupérée dans le but de préchauffer l'eau d'appoint ou l'eau pour les procédés. Comme la température des gaz surchauffés est supérieure à la température de condensation, on peut utiliser la surchauffe là où la chaleur latente à plus basse température ne peut pas l'être. Cependant, il faut porter une attention particulière à la conception du réseau de conduites du fluide frigorigène pour s'assurer du retour du fluide frigorigène et de l'huile en provenance du désurchauffeur;

- Utilisation de l'eau de puits, de rivière ou de lac comme médium de refroidissement à basse température pour abaisser la température de condensation. Si un condenseur refroidi à l'air a besoin de réparations importantes, ou encore d'être remplacé, envisagez plutôt d'installer un nouveau condenseur évaporatif. Un rendement amélioré et une diminution des coûts d'énergie dûs à un COP supérieur peuvent justifier les dépenses supplémentaires;
- Utilisation de machines frigorifiques pour déshumidifier des installations comme des piscines intérieures, là où les taux de ventilation sont normalement élevés pour contrôler l'humidité. En hiver, les coûts de chauffage de l'air de ventilation peuvent alors être diminués en réduisant le taux de ventilation tout en assurant la déshumidification par le refroidissement de l'air. La chaleur rejetée peut être utilisée pour préchauffer l'air de ventilation et/ou l'eau d'appoint pour la piscine. Toutes ces mesures se traduisent par des économies d'énergie.

Exemples concrets de possibilités de rénovation

1. Utilisation de machines à absorption

Une installation est munie d'une turbine à vapeur alimentée en vapeur de coût modique et provenant d'une source fiable. Une tour de refroidissement est utilisée pour produire l'eau de refroidissement pour condenser la vapeur évacuée par la turbine. Il fut proposé d'installer un refroidisseur à absorption à l'échappement de la turbine pour «produire du froid» et récupérer l'énergie calorifique qui, autrement, serait rejetée à la tour de refroidissement. Les systèmes existants et proposés sont illustrés aux figures 47 et 48.

Le débit d'échappement de la turbine est de 4 000 kg/h de vapeur saturée à 100 kPa (eff.). En supposant que les pertes de chaleur par les conduites sont négligeables, l'énergie calorifique disponible en condensant la vapeur se calcule en multipliant le débit massique de vapeur par la chaleur latente de la vapeur à 100 kPa (eff.). La chaleur latente de la vapeur, valeur que l'on peut obtenir en consultant des tables de vapeur, est égale à l'enthalpie de la vapeur moins l'enthalpie du liquide. Ainsi, l'énergie disponible ($\dot{E}_{disp}$) peut être calculée de la manière suivante:

$$\dot{E}_{disp} = \text{débit massique} \times (h_g - h_f)$$

$$= 4\,000 \text{ kg/h} \times (2\,675{,}4 - 417{,}5) \text{ kJ/kg}$$

$$= 9\,032 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

$$\text{ou } \frac{9\,032 \times 10^6 \text{ kJ/h}}{3{,}6 \times 10^3 \text{ kJ/kWh}}$$

$$= 2{,}51 \times 10^3 \text{ kW}$$

Pour une machine frigorifique à absorption ayant un coefficient de performance moyen, on obtient l'effet frigorifique donné ci-dessous à peu de frais.

Pour refroidissement avec COP = 0,6

Puissance = $0{,}6 \times 2{,}51 \times 10^3 = 1\,506$ kW

Pour chauffage avec COP = 1,3

Puissance = $1{,}3 \times 2{,}51 \times 10^3 = 3\,260$ kW

Pour cet exemple, l'énergie nécessaire est obtenue à partir de chaleur qui autrement aurait été rejetée. Les seules dépenses énergétiques engendrées sont celles qui sont liées au fonctionnement des pompes. Les coûts d'énergie épargnés en récupérant la chaleur des condenseurs correspondent aux coûts d'énergie nécessaire pour produire la même puissance frigorifique à l'aide d'un refroidisseur classique de type centrifuge.

Le COP d'un refroidisseur centrifuge est de 4.0; de plus, il fonctionnerait 2 000 heures par année à pleine charge. Les coûts d'énergie annuels évités en utilisant un refroidisseur à absorption plutôt qu'un refroidisseur centrifuge sont calculés à partir du coût d'exploitation de la machine centrifuge.

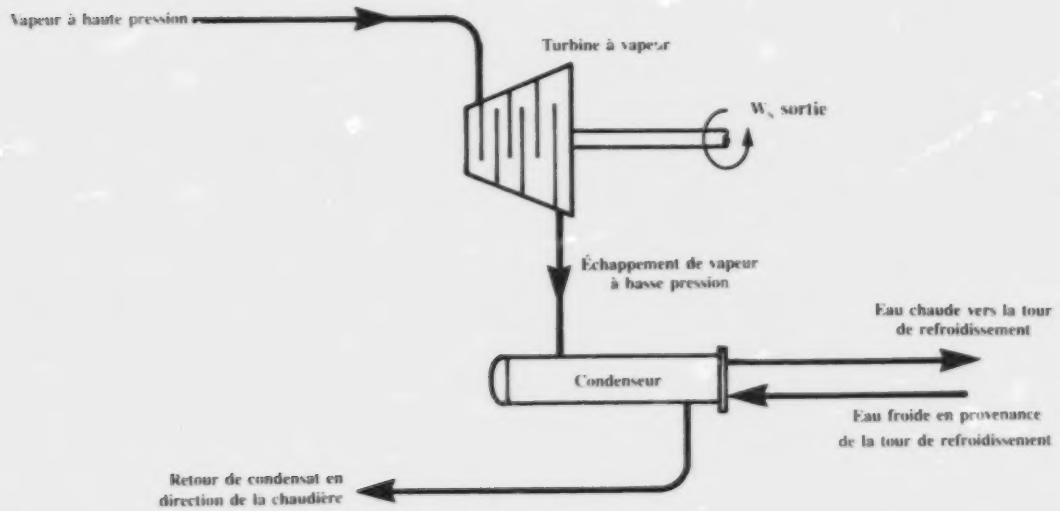
$$\text{Économies} = \frac{1\,506\ \text{kW} \times 2\,000\ \text{h} \times 0{,}05\$/\text{kWh}}{4{,}0\ \text{(coefficient de performance d'unrefroidisseur centrifuge)}}$$

$$= 37\,650\$$$

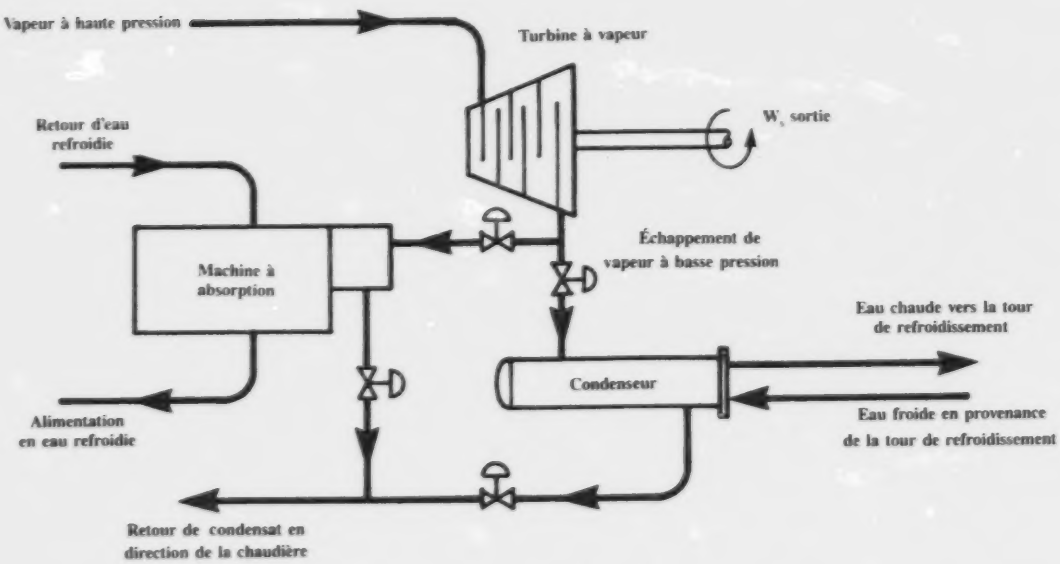
Un système d'une puissance frigorifique de 1 506 kW coûte 90 000$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{90\,000\$}{37\,650\$}$$

$$= 2{,}4 \text{ années}$$



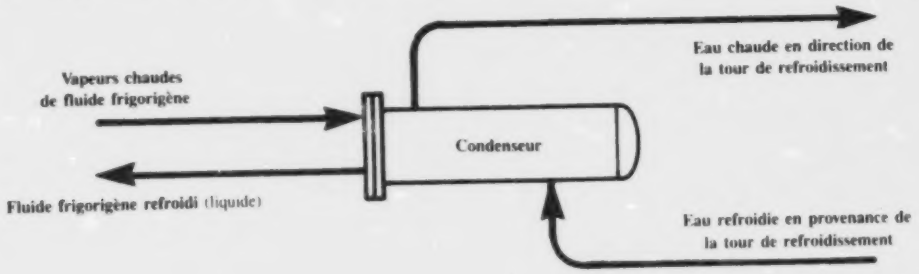
Système existant
Figure 47



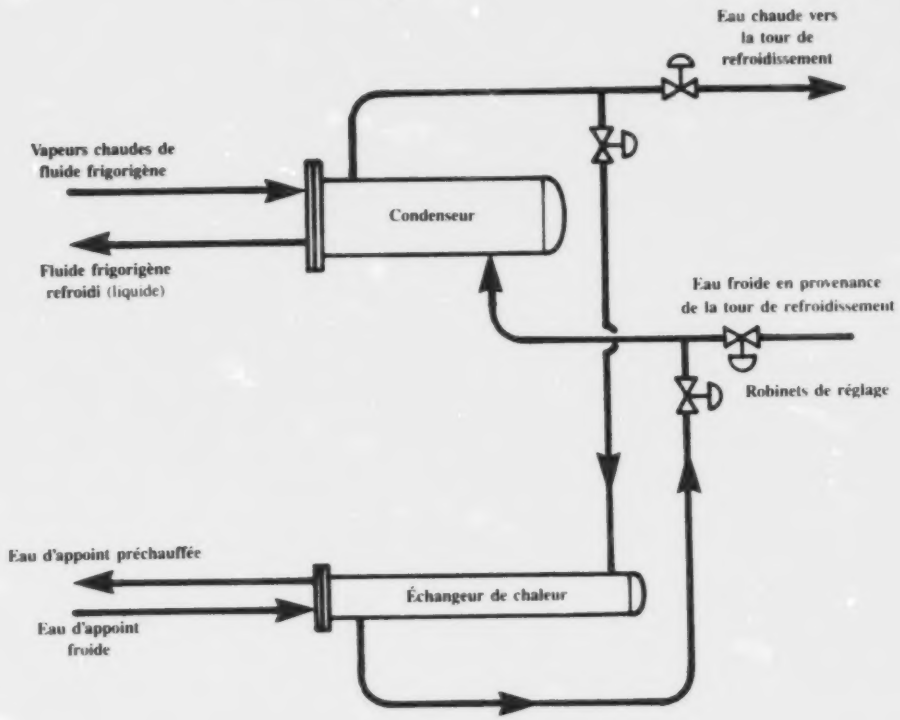
Système envisagé
Figure 48

2. Récupération de la chaleur rejetée au condenseur

Une installation frigorifique industrielle rejette 700 kW de charge calorifique, plus 150 kW de chaleur provenant des compresseurs à travers un condenseur refroidi à l'eau. Une tour de refroidissement dans laquelle circule 38 L/s d'eau de condenseur est utilisée pour rejeter cette chaleur. Les températures d'eau d'entrée et d'eau de sortie sont maintenues à 29°C et 39°C respectivement. L'installation doit également chauffer 10 L/s d'eau pour procédés de 10 à 50°C en utilisant une chaudière alimentée au gaz. L'énergie rejetée par l'installation frigorifique peut être utilisée pour diminuer la demande totale d'énergie en préchauffant l'eau du procédé à l'aide d'un second échangeur de chaleur. La température de l'eau du condenseur est abaissée de 5°C en passant dans l'échangeur de chaleur, tandis que le taux d'efficacité des deux échangeurs de chaleur est de 80%. Les systèmes existants et envisagés sont présentés schématiquement aux figures 49 et 50.



Condenseur existant
Figure 49



Sytème de récupération de chaleur proposé
Figure 50

Les feuilles de travail 11-1 et 11-2 sont utilisés pour illustrer les principaux calculs. La quantité d'énergie économisée, 0,634 MJ/s, est obtenue pour un système fonctionnant à pleine charge. En raison des charges calorifiques fluctuantes et des différences de températures inférieures à celles prévues, la chaleur moyenne récupérée peut être nettement moindre. Aux fins du présent exemple, on estime que le condenseur fonctionne 1 500 heures par année à pleine charge.

$$\text{Économie d'énergie annuelle} = 1\,500 \times 0{,}634 \times 3\,600$$

$$= 3\,426 \times 10^6 \text{ MJ/an}$$

En se servant de la feuille 11-1, on peut calculer que l'énergie économisée en récupérant la chaleur pour un système chauffé au gaz est de 16 080$ par année. Le coût pour l'équipement de récupération de la chaleur est de 45 000$.

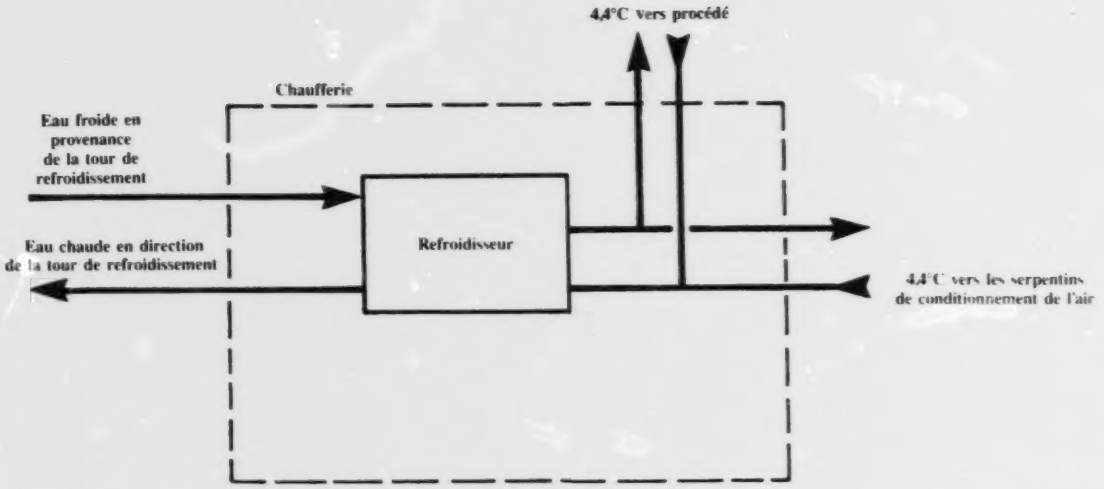
$$\text{Période de rentabilité} = \frac{45\,000\$}{16\,080\$}$$

$$= 2{,}8 \text{ années}$$

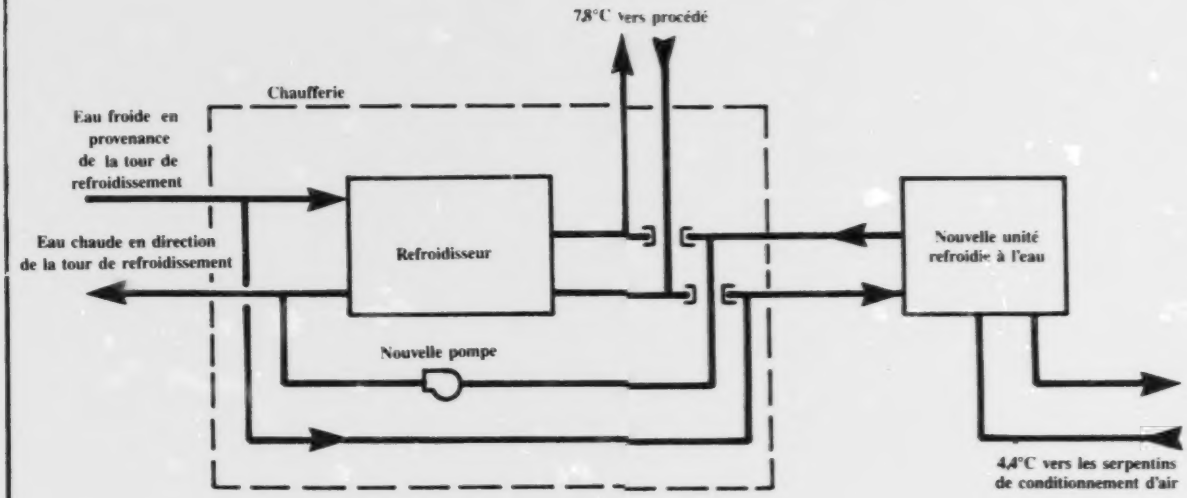
Parmi les autres avantages qu'on peut obtenir de la récupération de chaleur rejetée au condenseur, mentionnons les économies réalisées au niveau de l'eau d'appoint et de l'énergie consommée par le moteur du ventilateur de la tour de refroidissement. Lorsqu'il faut des températures élevées pour le chauffage de procédés, pensez à *désurchauffer* les gaz surchauffés à haute température plutôt que d'extraire la chaleur à basse température rejetée au condenseur.

3. Décentralisation des installations pour répondre à des besoins particuliers

Une installation frigorifique fournit de l'eau refroidie à 4,4°C pour répondre aux besoins des charges calorifiques des procédés et la climatisation de l'air, 120 heures par semaine, 50 semaines par année. La charge calorifique totale est de 108 kW, desquels 4 kW sont destinés à la charge de climatisation d'air qui a besoin d'eau à une température de 4,4°C pour assurer la déshumidification. On envisage d'installer un petit climatisateur d'air (refroidi à l'eau) pour la climatisation de l'air seulement, de façon à pouvoir élever la température de l'eau de refroidissement de processus à 7,8°C, ce qui permettrait d'augmenter le COP du plus gros refroidisseur. Le système envisagé utiliserait la tour de refroidissement existante pour rejeter la chaleur. Pour plus de détails sur les arrangements existants et envisagés, voir les figures 51 et 52.



Système existant
Figure 51



Système décentralisé proposé
Figure 52

En consultant le catalogue du fabricant, on s'aperçoit que la puissance du moteur du refroidisseur original est de 26,3 kW sous une charge calorifique de 108 kW, avec des températures d'évaporation de 4,4°C et de condensation de 35°C. À une température d'évaporation de 7,8°C, la puissance du moteur est de 27,0 kW pour une puissance frigorifique de 119,2 kW. Les coefficients de performance ont été calculés de la manière suivante:

$$\text{COP (à 4,4°C)} = \frac{108}{26,3}$$

$$= 4,10$$

$$\text{COP (à 7,8°C)} = \frac{119,2}{27}$$

$$= 4,23$$

L'énergie électrique requise par le refroidisseur correspond à la charge frigorifique diminuée divisée par le nouveau coefficient de performance.

$$\text{Puissance nécessaire} = \frac{(108 - 4)\ \text{kW}}{4,23}$$

$$= 24,57\ \text{kW}$$

En se servant de la feuille de travail 11-1 (A), on peut calculer les coûts d'électricité annuels pour le refroidisseur dans les deux cas. La puissance nécessaire est de 1,20 kW pour le nouveau système de climatisation d'air et de 0,12 kW pour la pompe. Les coûts pour le nouveau système sont estimés à 4 000$. En utilisant la feuille de travail 11-1 (B), on peut calculer les coûts d'énergie reliés au nouveau système de climatisation de l'air. Ainsi, on peut déterminer les économies annuelles nettes.

Économies provenant de l'augmentation du COP du refroidisseur = 519$

Coûts d'électricité pour le nouveau système de climatisation de l'air = 396$

Économies annuelles = 123$

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{4\ 000\$}{123\$}$$

$$= 32\ \text{ans}$$

Comme on peut s'en rendre compte, la période de rentabilité de ce nouveau système ne justifie pas les dépenses. Cependant, la même usine fonctionnant dans des conditions différentes pourrait bénéficier d'une période de rentabilité beaucoup plus courte. Les techniques employées pour améliorer le COP en décentralisant les systèmes peuvent permettre d'autres économies d'énergie très intéressantes à partir de sources moins évidentes. Par exemple, reprenons la même usine et les mêmes modifications proposées, mais avec un horaire différent.

- Production: 60 h/semaine et 50 semaines/an
- Conditionnement de l'air : 168 h/semaine et 50 semaines/an

Pour produire de l'eau réfrigérée à 4,4°C nécessaire à la climatisation de l'air, le refroidisseur utiliserait la dérivation des gaz chauds 108 heures par semaine. Avec un compresseur 6 cylindres, la charge calorifique de la dérivation correspond à environ 33% de la puissance frigorifique nominale, ou encore 108 kW × 0,33. L'énergie consommée pendant que la dérivation de gaz chauds est utilisée est égale à la charge de la dérivation, plus la charge de la climatisation de l'air, le tout divisé par le COP existant. Cela est égal à 52 683 kWh par année.

Le coût de l'énergie, calculé à partir de la feuille de travail 11-1 (C), est de 2 634$ par année. Les coûts énergétiques du nouveau système, calculés à partir de la feuille de travail 11-1 (D) et rattachés aux 108 heures par semaine au cours desquelles le refroidisseur existant ne fonctionne pas, sont de 356$ par année. Ainsi, les économies d'énergie annuelles nettes obtenues à l'aide d'un système décentralisé aménagé pour des charges spécifiques sont de: 2 634$ — 356$ = 2 278$.

$$\text{Période de rentabilité} = \frac{4\,000\$}{2\,278\$}$$

$$= 1{,}8 \text{ année}$$

Le fonctionnement réduit d'une tour de refroidissement, un COP amélioré, un fonctionnement plus souple et une plus grande capacité de refroidissement pour le procédé, sont des avantages supplémentaires qui n'ont pas été considérés dans le calcul de la période de rentabilité.

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 3 Date : 85/4/1

Endroit : COUT MODIQUE Par : MBE

Energie utilisée ou substituée par année = _____ MJ/an

Détails :

2400 heures/année ou, = _____ / 3,6 MJ/an / MJ/kWh

refroidissement = 90 kW = 23760 kWh/an (1)

COP ≈ 3

DERIVATION 33 % ∴ $2400 \times \left(\frac{0,33 \times 90}{3}\right) = 23760$

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m³) _____ (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) 0,05 (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m³, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique _____ MJ par _____ (6)
  (L, kg, m³, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1
Page 2 de 2

Entreprise : EXEMPLE NO. 3 Date : 85/4/1

Endroit : COUT MODIQUE Par : MBE

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

- Gaz

$$AG = \frac{\text{(1)} \times \text{(2)}}{\text{(6)} \times \text{(eff.)}} = \text{\$ /an}$$

- Mazout

$$AO = \frac{\text{(1)} \times \text{(3)}}{\text{(6)} \times \text{(eff.)}} = \text{\$ /an}$$

- Electricité

$$AE = 23760\ \text{(1)} \times 0{,}05\ \text{(4)} = 1188\ \text{\$ /an}$$

- Autre

$$AF = \frac{\text{(1)} \times \text{(5)}}{\text{(6)} \times \text{(eff.)}} = \text{\$ /an}$$

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AO = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

Énergie calorifique récupérable dans les effluents d'eau usée pour préchauffer de l'eau pour procédés
(Méthode approximative)
Feuille de travail 11-2
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 2 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Effluent d'eau usée : EAU POUR CONDENSEUR

- Débit d'eau (fw) 38,0 L/s
- Température actuelle de l'eau (t_1) 39,0 °C
- Température proposée de l'eau à la sortie (t_2) 34,0 °C
  (obtenir cette valeur du fabricant de l'échangeur de chaleur ou utiliser cette formule approximative : $t_2 = t_1 - 5°$)
- Chaleur disponible, (Q) = fw x ($t_1 - t_2$) x 15 MJ/h

= 38,0 x (39,0 − 34,0) x 15

= 2850 MJ/h

or $\frac{2850 \text{ MJ/h}}{3\,600 \text{ s/h}}$

= 1,792 MJ/s

Efficacité du l'échangeur de chaleur proposé 80 %
(valeur obtenue du fabricant de l'échangeur de chaleur)

Chaleur disponible = 0,792 MJ/s x $\frac{80}{100}$ %

= 0,633 MJ/s (1)

Énergie calorifique récupérable dans les effluents d'eau usée pour préchauffer de l'eau pour procédés
(Méthode approximative)
Feuille de travail 11-2

Entreprise : EXEMPLE NO. 2 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Ecoulement pour le procédé

Débit d'eau (fw) 10,0 L/s

Température de l'eau à l'entrée (t_1) 10,0 °C

Température de l'eau réquise (t_2) 50,0 °C

Chaleur nécessaire, (Q) = fw x (t_1 − t_2) x 15MJ/h

= 10 x (10 − 50,0) x 15

= − 6000 MJ/h

or $\frac{6000 \text{ MJ/h}}{3\,600 \text{ s/h}}$ (éliminer le signe négatif)

= 1,667 MJ/s (2)

Chaleur nécessaire pour le chauffage de l'eau de procédé.

= 1,667 (2) − 0,633 (1)

= 1,034 MJ/s (3)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 2 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Energie utilisée ou substituée par année = 3 418200 MJ/an

Détails :

0,633 x 3600 x 1500

0,633 = MJ/s
3600 = s/heure
1500 = h/an

ou, = $\frac{3\ 418\ 200}{3{,}6}$ MJ/an / MJ/kWh

= 949500 kWh/an (1)

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m^3) 0,14 (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) _____ (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m^3, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique 37,2 MJ par M^3 (6)
  (L, kg, m^3, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1
Page 2 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 2 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

- Gaz

$$AG = \frac{3418200\ (1) \times 0,14\ (2)}{37,2\ (6) \times 0,8\ (\text{eff.})} = 16080\ \$/\text{an}$$

- Mazout

$$AO = \frac{\quad (1) \times \quad (3)}{\quad (6) \times \quad (\text{eff.})} = \quad \$/\text{an}$$

- Electricité

$$AE = \quad (1) \times \quad (4) = \quad \$/\text{an}$$

- Autre

$$AF = \frac{\quad (1) \times \quad (5)}{\quad (6) \times \quad (\text{eff.})} = \quad \$/\text{an}$$

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AO = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (A)
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Energie utilisée ou substituée par année = _____ MJ/an

Détails :

120h/SEMAINE, 50SEMAINES/an ou, = _____ / 3,6 MJ/an MJ/kWh

REFROIDISSEUR ORIGINAL = 26,3 kW

NOUVEAU REFROIDISSEUR = 24,57 kW = 10380 kWh/an (1)

∴ 120 x 50 x (26,3 - 24,57) = 10380

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m^3) _____ (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) 0,05 (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m^3, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique _____ MJ par _____ (6)
  (L, kg, m^3, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (A)
Page 2 de 2

Entreprise : EXEMPLE NO. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

• Gaz

$$AG = \frac{\text{_____ (1) x _____ (2)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

• Mazout

$$AO = \frac{\text{_____ (1) x _____ (3)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

• Electricité

$$AE = \text{10380 (1) x 0,05 (4)} = \text{519 \$/an}$$

• Autre

$$AF = \frac{\text{_____ (1) x _____ (5)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AO = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 *(B)*
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE NO. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : _____

Energie utilisée ou substituée par année = _____ MJ/an

Détails :

ou, = _____ MJ/an
3,6 MJ/kWh

= 7920 kWh/an (1)

POMPE 0,12 kW
CLIMATISEUR 1,20 kW
120 HEURES/SEMAINE
50 SEMAINES/an
∴ 120 x 50 x (1,20 + 0,12) = 7920

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m^3) _____ (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) 0,05 (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m^3, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique _____ MJ par _____ (6)
  (L, kg, m^3, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (B)
Page 2 de 2

Entreprise : EXEMPLE NO. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

- Gaz

$$AG = \frac{\text{_____ (1) x _____ (2)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

- Mazout

$$AO = \frac{\text{_____ (1) x _____ (3)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

- Electricité

$$AE = \text{7920 (1) x 0,05 (4)} = \text{396 \$/an}$$

- Autre

$$AF = \frac{\text{_____ (1) x _____ (5)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AF = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (C)
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Energie utilisée ou substituée par année = _____ MJ/an

Détails :

108 HEURES/SEMAINE
50 SEMAINES/an
COP = 4,1

ou, = _____ MJ/an
3,6 MJ/kWh

= 52 683 kWh/an (1)

CHARGE DE REFROIDISSEMENT,
= CHARGE ACTUELLE + DÉRIVATION = 4 kW + (0,33 x 108 kW)
ENERGIE UTILISÉE = 5400 x (0,33 x 108 + 4) / 4,1 = 52 683

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m^3) _____ (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) 0,05 (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m^3, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique _____ MJ par _____ (6)
  (L, kg, m^3, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (c)
Page 2 de 2

Entreprise : EXEMPLE No. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

- Gaz

AG = _____ (1) x _____ (2) = _____ $/an
_____ (6) x _____ (eff.)

- Mazout

AO = _____ (1) x _____ (3) = _____ $/an
_____ (6) x _____ (eff.)

- Electricité

AE = 52 683 (1) x 0,05 (4) = 2364 $/an

- Autre

AF = _____ (1) x _____ (5) = _____ $/an
_____ (6) x _____ (eff.)

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AO = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (D)
Page 1 de 2

Entreprise : EXEMPLE NO. 3 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Energie utilisée ou substituée par année = _____ MJ/an

Détails :

POMPE = 0,12 kW
CLIMATISEUR = 1,20 kW
108 HEURES / SEMAINE
50 SEMAINES / an
∴ 108 x 50 x (1,20 + 0,12) = 7128

ou, = _____ MJ/an
3,6 MJ/kWh

= 7128 kWh/an (1)

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m³) _____ (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) 0,05 (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m³, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique _____ MJ par _____ (6)
  (L, kg, m³, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1 (D)
Page 2 de 2

Entreprise : EXEMPLE Nº. 2 Date : 85/3/18

Endroit : RÉNOVATION Par : MBE

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

- Gaz

$$AG = \frac{\text{(1)} \times \text{(2)}}{\text{(6)} \times \text{(eff.)}} = \text{\$/an}$$

- Mazout

$$AO = \frac{\text{(1)} \times \text{(3)}}{\text{(6)} \times \text{(eff.)}} = \text{\$/an}$$

- Electricité

$$AE = \frac{7128 \text{ (1)} \times 9,05 \text{ (4)}}{} = 356 \text{ \$/an}$$

- Autre

$$AF = \frac{\text{(1)} \times \text{(5)}}{\text{(6)} \times \text{(eff.)}} = \text{\$/an}$$

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AO = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

ANNEXES

A Glossaire
B Tables
C Conversions courantes
D Feuilles de travail

Glossaire

Absorbeur — Dispositif renfermant du solvant liquide destiné à absorber les vapeurs du fluide frigorigène (ou autre fluide). Dans une installation frigorifique à absorption, réservoir basse pression dans lequel les vapeurs de fluide frigorigène sont absorbées par le solvant.

Affinité — Pouvoir d'attraction par lequel différentes substances peuvent, lorsqu'elles sont mises au contact les unes des autres, s'unir pour former un nouveau composé. Exemple: bromure de lithium et eau dans une installation frigorifique à absorption.

Analyse au passage — Inspection visuelle des installations pour étudier la consommation de l'énergie.

Analyse de diagnostic — Analyse d'une possibilité d'économie d'énergie pouvant comporter l'évaluation du fonctionnement du processus, le calcul des économies possibles et l'évaluation des frais d'immobilisation et des coûts d'exploitation afin de calculer la rentabilité de l'investissement.

ANSI — Institut américain des normes nationales.

Approche — Dans un échangeur de chaleur, différence entre la température du fluide traité à la sortie et celle du fluide actif à l'entrée. Dans un refroidisseur évaporatif, différence entre la température moyenne de l'eau sortant de l'appareil et la température moyenne de bulbe humide de l'air entrant.

ASHRAE — Société américaine des ingénieurs en chauffage, réfrigération et climatisation.

Capillaire — En réfrigération, tube de très faible diamètre interne utilisé comme restricteur ou détendeur du débit du fluide frigorigène entre les côtés haute pression et basse pression du circuit. Utilisé également pour transmettre la pression du bulbe capteur de certains appareils de régulation aux instruments.

Chaleur latente — Changement d'enthalpie au cours d'un changement d'état. Chaleur ajoutée ou extraite à température constante à n'importe quelle pression, ou différence des enthalpies d'un fluide pur condensable entre son état saturé sec et son état liquide saturé à la même pression.

Chambre de séparation — Réservoir placé entre le détendeur et l'évaporateur pour séparer et dériver la vapeur «instantanée» qui a pu se former dans le détendeur.

Concentrateur — Voir générateur.

Condensation — Passage de la phase vapeur à la phase liquide assuré par l'extraction de la chaleur.

Condenseur — Échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène, après avoir été comprimé à la pression voulue, est condensé par le rejet de la chaleur à un médium de refroidissement externe.

Cycle fermé — Tout cycle dans lequel le médium primaire reprend invariablement la même série d'opérations à l'intérieur d'un circuit fermé.

Degré-jour — Quantité qui permet d'associer la température extérieure à l'énergie nécessaire pour le chauffage en se basant sur l'hypothèse qu'il doit y avoir chauffage lorsque la température moyenne quotidienne est inférieure à 18°C. Ainsi, un degré-jour de chauffage équivaut à une température moyenne de 17°C pendant 24 heures. Les degrés-jours sont notés aux fins de comparaison de l'influence de la température sur la quantité d'énergie consommée pendant une période donnée.

Degré Kelvin — Unité de mesure de la température où le zéro Kelvin (0 K) correspond au *zéro absolu* et est égal à -273°C. Les degrés Celsius et Kelvin ont des graduations de température égaux.

Détente d'un fluide — Processus consistant à abaisser la pression par dilatation sans apport de puissance ou d'énergie thermique .

Dissipateur thermique — Médium ou dispositif absorbant la chaleur. Doit toujours être à une température inférieure à celle du médium rejetant la chaleur pour qu'il y ait transfert de chaleur. Exemple: condenseur rejetant la chaleur dans un lac par le biais d'un échangeur de chaleur; le lac agit comme dissipateur thermique.

Eau d'appoint — Eau ajoutée à un processus pour remplacer celle perdue, par exemple: à la suite de son évaporation, de son entraînement de la tour de refroidissement, ou encore d'une fuite d'un système à eau réfrigérée.

Eau de condenseur — Eau circulant dans un condenseur pour condenser un fluide frigorigène ou une vapeur.

Eau de refroidissement — Eau utilisée pour refroidir un procédé ou un condenseur.

Eau entraînée — Dans une tour de refroidissement ou un bassin d'aspersion, quantité d'eau chaude perdue sous forme de fines gouttelettes pulvérisées ou en suspension transportée par le vent ou un courant d'air à la hauteur de l'unité.

Échangeur de chaleur — Appareil conçu spécialement pour transférer la chaleur entre deux fluides matériellement séparés.

Effet frigorifique — Quantité nette de chaleur ou de froid enlevée, sans tenir compte d'effets comme les gains de chaleur en provenance des conduites ou les ajouts de chaleur à la vapeur du fluide frigorigène à la hauteur du compresseur.

Efficacité énergétique — Mesure de l'efficacité d'une installation frigorifique ou d'une pompe de chaleur qui permet de comparer la puissance frigorifique à la puissance absorbée ou à la quantité d'énergie consommée au cours du cycle (remarque: le rapport est calculé seulement en unités impériales).

Éjecteur de vapeur — Dispositif en forme de buse élevant la vitesse d'un fluide dans la section étranglée pour y créer une dépression statique et attirer un fluide d'une autre source.

Énergie — Grandeur caractérisant l'aptitude d'un système physique à fournir un travail. L'énergie existe sous différentes formes transformables: énergie thermique (chaleur), mécanique (travail), électrique et chimique. L'énergie est mesurée en kilowattheures (kWh) ou mégajoules (MJ).

Énergie gaspillée — Énergie dissipée sans avoir été pleinement utilisée. Cela peut comprendre de l'énergie sous forme de vapeur, de gaz d'échappement, d'eaux usées et même de rebuts.

Enthalpie — Quantité de chaleur contenue dans un corps par unité de masse, exprimée en kJ/kg.

Entropie — Rapport de la chaleur ajoutée à une substance à la température absolue à laquelle elle a été ajoutée; mesure du désordre moléculaire d'une substance dans un état donné.

État — État d'un système ou d'une substance caractérisé par les valeurs de ses propriétés comme la température et la pression. Terme souvent utilisé à la place du mot «phase»; exemple: phase solide ou gazeuse d'une substance.

Évaporateur — Échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène se vaporise en absorbant de la chaleur du médium à refroidir.

Formation aquifère — Formation géologique perméable renfermant de l'eau.

Fusion — Fonte d'une substance.

Générateur — Composante essentielle d'une installation frigorifique à absorption dans laquelle la vapeur du fluide frigorigène est libérée par chauffage de la solution.

Hélicoïdal — De forme spiralée, comme les filets d'une vis.

Isolant — Matériau de faible conductivité thermique servant à réduire l'échange de chaleur.

Perte de chaleur — Énergie cédée (chaleur perdue ou rejetée) par un procédé et qui pourrait être récupérée ou réutilisée dans un autre procédé pourvu qu'elle soit de qualité suffisante (assez chaude) et pourvu qu'il y ait une application possible.

Pression absolue — Toute pression dont la base de mesure est le vide absolu. Exprimée en kPa (abs.).

Pression de saturation — Pression d'un liquide ou d'une vapeur dans des conditions de saturation (c'est-à-dire sur ou sous la courbe de saturation).

Pression effective — Toute pression dont la base de mesure est la pression atmosphérique, exprimée en kPa (eff.). À noter que kPa (eff.) + pression atmosphérique = kPa (abs).

Processus — Changement des propriétés d'un système ou d'une substance généralement défini par les conditions en début et en fin de processus.

Propriétés — Caractéristique physique d'une substance utilisée pour décrire son état. Deux propriétés suffisent généralement pour définir l'état ou la condition d'une substance à partir desquelles toutes les autres propriétés peuvent être dérivées. Exemple: température, pression, enthalpie et entropie.

Puissance frigorifique — Puissance calorifique nette ou nominale d'une installation frigorifique donnée, exprimée en watts ou en kilowatts.

Rectificateur — Élément utilisé pour raffiner et purifier un liquide par distillations successives jusqu'à ce que le degré de pureté recherché soit atteint. C'est souvent une composante du générateur d'une machine frigorifique à absorption à l'ammoniac.

Récupérateur — Échangeur de chaleur conçu pour récupérer et utiliser la chaleur qui serait autrement gaspillée.

Refroidissement intermédiaire — Extraction de la chaleur d'un gaz comprimé entre deux stages de compression. Souvent réalisé en injectant de la vapeur instantanée à une plus basse température provenant de la chambre de séparation lors du processus de détente.

Refroidisseur — Appareil frigorifique monobloc conçu spécialement pour produire de l'eau froide ou de la saumure refroidie. Comprend généralement : échangeurs de chaleur liquides-fluide frigorigène pour l'évaporateur et le condenseur, compresseur centrifuge, détendeur et appareils de régulation.

Refroidisseur à double faisceau tubulaire — Refroidisseur à deux condenseurs permettant de rejeter la chaleur à la tour de refroidissement, au système de récupération de chaleur, ou encore aux deux.

Résistance thermique — Coefficient indiquant les propriétés isolantes relatives, ou encore la résistance à la chaleur d'un matériau ou d'un ensemble de matériaux. S'exprime en (m^2.°C/W).

Saumure — Tout liquide utilisé pour le transfert de l'énergie qui ne fait l'objet d'aucun changement d'état et qui ne comporte aucun point d'éclair ou un point d'éclair au-dessus de 150°F, mesuré conformément à la méthode D93 de l'ASTM.

Séparateur d'huile — Appareil destiné à extraire l'huile du fluide frigorigène, généralement installé dans la conduite de refoulement du compresseur.

Soluté — Substance se dissolvant dans une autre (exemple: le sel est le soluté dans une solution sel-eau, tandis que l'eau est le solvant).

Solution concentrée — Dans une installation frigorifique à absorption, solution dont la teneur en fluide frigorigène est relativement élevée (renfermant peu de soluté) quittant le générateur pour se rendre à l'absorbeur.

Solvant — Substance capable de dissoudre le soluté dans une solution (exemple: l'eau agit comme solvant dans un système à absorption fonctionnant à l'ammoniac; l'ammoniac est dissout dans l'eau).

Source de chaleur — Médium ou processus fournissant la chaleur. Doit toujours être à une température supérieure à celle du médium ou du processus nécessitant de la chaleur pour qu'il y ait transfert de chaleur; voir perte de chaleur. Exemple: vapeur instantanée d'une chaudière utilisée comme source de chaleur pour régénérer le fluide frigorigène du solvant dans un refroidisseur à absorption.

Sous-refroidissement — Abaissement de température d'un liquide en-dessous de la température de condensation à une pression donnée.

Taux de compression — Rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration d'un compresseur exprimé en unités absolues.

Température de saturation — Température d'un liquide ou d'une vapeur dans des conditions de saturation, c'est-à-dire sur ou sous la courbe de saturation.

Travail — Énergie mécanique transmise à un procédé ou à une substance.

Vapeur — Substance à l'état gazeux, à ou près de l'équilibre avec la phase liquide. Gaz se situant au-dessous de la courbe de saturation ou juste au-delà de la ligne de vapeur saturée.

Vapeur chaude — Vapeur refoulée par un compresseur dans un cycle de compression. La vapeur de refoulement est dite «chaude» par rapport à la vapeur d'aspiration en raison de l'ajout d'énergie sous forme de travail par le compresseur.

Vapeur d'aspiration — Vapeur du fluide frigorigène qui se trouve du côté aspiration d'un compresseur dans un cycle de compression de vapeur; la vapeur à la sortie d'un serpentin évaporateur.

Vapeur instantanée — Vapeur résultant de l'évaporation instantanée d'un liquide lorsque la pression au-dessus du liquide est brusquement réduite. Le liquide restant est alors refroidi. Dans un procédé de réfrigération, la production de vapeur instantanée se fait au détendeur lorsque la pression du liquide devient moindre que la pression de saturation du liquide à une température donnée.

Vapeur saturée sèche — Vapeur ne renfermant aucune phase liquide dont la qualité est 1 et dont l'état peut être défini graphiquement comme étant sur la ligne de saturation d'un diagramme d'état, à la droite du point critique.

Volume de dégagement — Espace d'un cylindre non occupé par le piston en fin de course, mesuré en pourcentage du volume balayé.

Volume spécifique — Volume de l'unité de masse d'une substance, généralement exprimé en mètres cubes par kilogramme (m^3/kg); inverse de masse spécifique.

Zéro absolu — Température théorique à laquelle toute activité moléculaire cesse, définie comme le 0 Kelvin et correspondant à — 273°C.

FLUIDE FRIGORIGÈNE R-12
PROPRIÉTÉS DU LIQUIDE ET DE LA VAPEUR SATURÉE
TABLE 1

Temp. K	Pression MPa	Volume spécifique de la vapeur m^3/kg	Masse spécifique du liquide kg/m^3	Enthalpie Liquide kJ/kg	Enthalpie Vapeur kJ/kg	Entropie Liquide kJ/kg K	Entropie Vapeur kJ/kg K	Temp. K	Pression MPa	Volume spécifique de la Vapeur m^3/kg	Masse spécifique du liquide kg/m^3	Enthalpie Liquide kJ/kg	Enthalpie Vapeur kJ/kg	Entropie Liquide kJ/kg K	Entropie Vapeur kJ/kg K
170	0.000867	13.460	1686.1	328.51	523.56	3.7732	4.9205	270	0.27811	0.06154	1405.7	413.53	569.52	4.1735	4.7438
175	0.001395	8.6113	1673.2	332.73	525.75	3.7977	4.9006	272	0.29735	0.05775	1399.3	417.40	570.41	4.1804	4.7429
180	0.002175	5.6757	1660.1	336.96	527.97	3.8215	4.8826	274	0.31757	0.05425	1392.9	419.27	571.29	4.1872	4.7420
185	0.003298	3.8433	1647.0	341.18	530.21	3.8446	4.8664	276	0.33881	0.05101	1386.5	421.16	572.17	4.1940	4.7411
190	0.004875	2.6673	1633.8	345.40	532.48	3.8671	4.8517	278	0.36110	0.04800	1380.0	423.05	573.05	4.2007	4.7403
195	0.007039	1.8930	1620.5	349.63	534.77	3.8891	4.8385	280	0.38448	0.04520	1373.4	424.95	573.91	4.2075	4.7395
200	0.009948	1.3713	1607.2	353.87	537.07	3.9105	4.8265	282	0.40896	0.04260	1366.8	426.86	574.78	4.2142	4.7388
205	0.013787	1.0121	1593.7	358.11	539.39	3.9315	4.8157	284	0.43459	0.04018	1360.1	428.77	575.63	4.2209	4.7380
210	0.018765	0.75991	1580.1	362.37	541.72	3.9520	4.8060	286	0.46140	0.03793	1353.4	430.70	576.48	4.2276	4.7373
215	0.025118	0.57957	1566.4	366.64	544.05	3.9721	4.7972	288	0.48943	0.03583	1346.6	432.63	577.33	4.2343	4.7367
220	0.033110	0.44844	1552.6	370.94	546.40	3.9918	4.7893	290	0.51870	0.03386	1339.7	434.58	578.16	4.2409	4.7360
222	0.036829	0.40634	1547.1	372.66	547.33	3.9996	4.7864	292	0.54924	0.03203	1332.7	436.53	578.99	4.2475	4.7354
224	0.040876	0.36876	1541.5	374.39	548.27	4.0073	4.7836	294	0.58111	0.03031	1325.7	438.49	579.81	4.2542	4.7348
226	0.045271	0.33540	1535.9	376.12	549.21	4.0150	4.7809	296	0.61431	0.02870	1318.6	440.46	580.62	4.2608	4.7343
228	0.050033	0.30563	1530.3	377.85	550.15	4.0226	4.7783	298	0.64890	0.02719	1311.4	442.44	581.42	4.2673	4.7337
230	0.055189	0.27905	1524.7	379.59	551.09	4.0302	4.7758	300	0.68491	0.02578	1304.2	444.43	582.21	4.2739	4.7332
232	0.060756	0.25522	1519.0	381.34	552.02	4.0377	4.7734	302	0.72236	0.02445	1296.8	446.43	582.99	4.2804	4.7326
234	0.066758	0.23383	1513.3	383.08	552.96	4.0452	4.7712	304	0.76131	0.02320	1289.3	448.44	583.76	4.2870	4.7321
236	0.073218	0.21459	1507.6	384.84	553.90	4.0526	4.7690	306	0.80177	0.02203	1281.8	450.46	584.53	4.2935	4.7316
238	0.080160	0.19726	1501.9	386.59	554.83	4.0600	4.7669	308	0.84380	0.02092	1274.1	452.49	585.27	4.3000	4.7311
240	0.087609	0.18161	1496.1	388.36	555.77	4.0674	4.7649	310	0.88742	0.01988	1266.4	454.53	586.01	4.3065	4.7306
242	0.095589	0.16745	1490.3	390.13	556.70	4.0747	4.7630	315	1.0037	0.01753	1246.5	459.68	587.79	4.3227	4.7294
243.36	0.101325	0.15861	1486.3	391.33	557.33	4.0797	4.7618	320	1.1308	0.01549	1225.8	464.91	589.49	4.3388	4.7281
244	0.10413	0.15463	1484.5	391.90	557.63	4.0820	4.7612	325	1.2693	0.01371	1204.1	470.21	591.07	4.3549	4.7268
246	0.11334	0.14299	1478.6	393.68	558.56	4.0892	4.7595	330	1.4198	0.01214	1181.5	475.61	592.54	4.3710	4.7253
248	0.12297	0.13241	1472.7	395.46	559.49	4.0964	4.7578	335	1.5832	0.01077	1157.6	481.10	593.86	4.3871	4.7237
250	0.13334	0.12278	1466.8	397.25	560.42	4.1036	4.7562	340	1.7600	0.009549	1132.3	486.71	595.02	4.4033	4.7218
252	0.14436	0.11399	1460.9	399.05	561.34	4.1107	4.7547	345	1.9510	0.008465	1105.4	492.45	595.98	4.4195	4.7196
254	0.15608	0.10597	1454.9	400.86	562.26	4.1178	4.7533	350	2.1572	0.007493	1076.5	498.36	596.71	4.4360	4.7170
256	0.16852	0.09863	1448.9	402.67	563.18	4.1249	4.7519	355	2.3794	0.006616	1045.3	504.47	597.14	4.4527	4.7138
258	0.18170	0.09191	1442.8	404.48	564.10	4.1319	4.7506	360	2.6188	0.005819	1011.1	510.84	597.20	4.4699	4.7098
260	0.19566	0.08574	1436.7	406.31	565.01	4.1389	4.7493	365	2.8765	0.005085	972.99	517.37	596.77	4.4878	4.7047
262	0.21042	0.08007	1430.6	408.14	565.92	4.1459	4.7481	370	3.1541	0.004398	929.67	524.81	595.62	4.5066	4.6980
264	0.22602	0.07486	1424.4	409.97	566.82	4.1528	4.7470	375	3.4532	0.003735	878.34	532.83	593.34	4.5273	4.6887
266	0.24248	0.07005	1418.2	411.82	567.73	4.1598	4.7459	380	3.7764	0.003048	811.63	542.34	588.78	4.5515	4.6737
268	0.25983	0.06563	1412.0	413.67	568.63	4.1667	4.7448	*384.95	4.123	0.001792	558.0	566.9	566.9	4.614	4.614

* Point critique

Traduit de l'ASHRAE

FLUIDE FRIGORIGÈNE R-12
PROPRIÉTÉS DE LA VAPEUR SURCHAUFFÉE
TABLE 2

Temp. K		Press. abs. 0,01 MPa (Temp. satur. 200,08 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	0.73273	537.11	4.8264
210	0.69713	542.05	4.8305
220	0.66470	547.15	4.8742
230	0.63525	552.38	4.8974
240	0.60836	557.71	4.9201
250	0.58370	563.17	4.9424
260	0.56100	568.73	4.9642
270	0.54002	574.40	4.9856
280	0.52058	580.17	5.0066
290	0.50250	586.05	5.0272
300	0.48564	592.02	5.0475
310	0.46989	598.09	5.0674
320	0.45513	604.25	5.0869
330	0.44128	610.49	5.1061
340	0.42823	616.83	5.1250
350	0.41597	623.24	5.1436
360	0.40438	629.73	5.1619
370	0.39341	636.30	5.1799
380	0.38303	642.94	5.1976
390	0.37319	649.65	5.2150
400	0.36383	656.42	5.2322
410	0.35494	663.27	5.2491
420	0.34647	670.18	5.2657
430	0.33840	677.15	5.2821
440	0.33069	684.18	5.2983
450	0.32333	691.26	5.3142
460	0.31629	698.40	5.3299
470	0.30955	705.60	5.3454
480	0.30309	712.84	5.3607
490	0.29690	720.14	5.3757
500	0.29095	727.48	5.3905

Temp. K		Press. abs. 0,04 MPa (Temp. satur. 223,58 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	2.6578	548.08	4.7841
230	2.5778	551.53	4.7994
240	2.4633	556.98	4.8226
250	2.3394	562.52	4.8452
260	2.2644	568.16	4.8673
270	2.1773	573.89	4.8889
280	2.0989	579.72	4.9101
290	2.0225	585.64	4.9309
300	1.9533	591.65	4.9513
310	1.8889	597.75	4.9713
320	1.8287	603.93	4.9909
330	1.7723	610.20	5.0102
340	1.7193	616.55	5.0292
350	1.6694	622.98	5.0478
360	1.6225	629.49	5.0661
370	1.5781	636.07	5.0842
380	1.5361	642.72	5.1019
390	1.4963	649.44	5.1194
400	1.4585	656.23	5.1365
410	1.4226	663.08	5.1533
420	1.3883	670.00	5.1701
430	1.3559	676.98	5.1865
440	1.3249	684.01	5.2027
450	1.2952	691.10	5.2187
460	1.2669	698.25	5.2344
470	1.2398	705.45	5.2498
480	1.2138	712.70	5.2651
490	1.1889	720.00	5.2802
500	1.1650	727.34	5.2950

Temp. K		Press. abs. 0,101325 MPa (Temp. satur. 243,36 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	6.3048	557.33	4.7618
250	6.1128	561.16	4.7773
260	5.8483	566.96	4.8001
270	5.6089	572.83	4.8222
280	5.3906	578.77	4.8438
290	5.1903	584.78	4.8649
300	5.0056	590.87	4.8856
310	4.8346	597.04	4.9058
320	4.6756	603.28	4.9256
330	4.5272	609.60	4.9450
340	4.3883	615.99	4.9641
350	4.2584	622.46	4.9829
360	4.1360	629.00	5.0013
370	4.0207	635.61	5.0194
380	3.9118	642.28	5.0372
390	3.8088	649.02	5.0547
400	3.7112	655.83	5.0719
410	3.6186	662.70	5.0889
420	3.5306	669.63	5.1056
430	3.4469	676.63	5.1221
440	3.3670	683.67	5.1383
450	3.2909	690.78	5.1542
460	3.2181	697.93	5.1700
470	3.1486	705.14	5.1855
480	3.0820	712.40	5.2007
490	3.0182	719.71	5.2158
500	2.9570	727.06	5.2307

Temp. K		Press. abs. 0,20 MPa (Temp. satur. 266,60 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	11.907	565.28	4.7490
270	11.397	571.03	4.7706
280	10.912	577.17	4.7930
290	10.473	583.33	4.8146
300	10.073	589.58	4.8358
310	9.709	595.86	4.8564
320	9.373	602.20	4.8765
330	9.062	608.61	4.8962
340	8.772	615.07	4.9155
350	8.502	621.60	4.9344
360	8.249	628.19	4.9530
370	8.012	634.83	4.9712
380	7.789	641.57	4.9891
390	7.578	648.35	5.0067
400	7.379	655.19	5.0241
410	7.191	662.09	5.0411
420	7.012	669.04	5.0579
430	6.843	676.06	5.0744
440	6.681	683.13	5.0906
450	6.528	690.25	5.1066
460	6.381	697.42	5.1224
470	6.241	704.65	5.1379
480	6.107	711.92	5.1533
490	5.979	719.25	5.1683
500	5.856	726.61	5.1832

Temp. K		Press. abs. 0,40 MPa (Temp. satur. 281,28 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	22.978	574.47	4.7390
290	22.018	580.21	4.7591
300	21.042	586.78	4.7814
310	20.173	593.33	4.8029
320	19.389	599.90	4.8237
330	18.676	606.50	4.8440
340	18.023	613.13	4.8638
350	17.422	619.79	4.8832
360	16.865	626.51	4.9021
370	16.347	633.27	4.9206
380	15.864	640.08	4.9387
390	15.411	646.94	4.9566
400	14.986	653.85	4.9741
410	14.585	660.81	4.9913
420	14.206	667.83	5.0082
430	13.849	674.89	5.0248
440	13.509	682.01	5.0411
450	13.187	689.17	5.0572
460	12.881	696.38	5.0731
470	12.589	703.64	5.0887
480	12.311	710.95	5.1041
490	12.045	718.30	5.1193
500	11.791	725.70	5.1342

Temp. K		Press. abs. 0,60 MPa (Temp. satur. 295,15 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	34.045	580.27	4.7345
300	33.182	583.66	4.7459
310	31.587	590.56	4.7685
320	30.190	597.42	4.7903
330	28.949	604.24	4.8113
340	27.834	611.06	4.8316
350	26.821	617.89	4.8514
360	25.895	624.74	4.8707
370	25.043	631.62	4.8896
380	24.254	638.53	4.9080
390	23.521	645.48	4.9261
400	22.837	652.47	4.9438
410	22.196	659.51	4.9611
420	21.594	666.58	4.9782
430	21.027	673.70	4.9949
440	20.491	680.87	5.0114
450	19.985	688.08	5.0276
460	19.505	695.33	5.0436
470	19.049	702.63	5.0592
480	18.615	709.97	5.0747
490	18.201	717.35	5.0899
500	17.807	724.78	5.1049

Temp. K		Press. abs. 0,80 MPa (Temp. satur. 305,91 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	45.295	584.49	4.7316
310	44.253	587.48	4.7414
320	41.983	594.70	4.7643
330	40.026	601.81	4.7861
340	38.307	608.86	4.8072
350	36.776	615.88	4.8276
360	35.396	622.89	4.8473
370	34.141	629.91	4.8665
380	32.993	636.94	4.8853
390	31.934	643.98	4.9036
400	30.953	651.06	4.9215
410	30.040	658.17	4.9390
420	29.187	665.31	4.9563
430	28.387	672.49	4.9731
440	27.636	679.71	4.9897
450	26.927	686.97	5.0060
460	26.258	694.26	5.0221
470	25.624	701.60	5.0379
480	25.022	708.98	5.0534
490	24.450	716.39	5.0687
500	23.906	723.85	5.0837

Temp. K		Press. abs. 1,00 MPa (Temp. satur. 311,03 K)	
t	1/v	h	s
(Sat'n)	56.833	587.74	4.7294
320	55.077	591.68	4.7418
330	52.110	599.16	4.7648
340	49.583	606.50	4.7868
350	47.385	613.75	4.8078
360	45.439	620.95	4.8281
370	43.696	628.11	4.8477
380	42.119	635.27	4.8668
390	40.680	642.43	4.8854
400	39.357	649.61	4.9035
410	38.135	656.80	4.9213
420	37.000	664.01	4.9387
430	35.941	671.26	4.9557
440	34.951	678.53	4.9725
450	34.021	685.84	4.9889
460	33.143	693.18	5.0050
470	32.319	700.56	5.0209
480	31.537	707.98	5.0365
490	30.795	715.43	5.0519
500	30.091	722.91	5.0670

Traduit de l'ASHRAE

CLASSIFICATION DES FLUIDES FRIGORIGÈNES
TABLE 3

Fluide frigorigène n°	Désignation chimique	Formule chimique
Hydrocarbures halogénés		
10	Tétrachlorocarbone	CCl_4
11	Trichloromonofluorométhane	CCl_3F
12	Dichlorodifluorométhane	CCl_2F_2
13	Monochlorotrifluorométhane	$CClF_3$
13B1	Bromotrifluorométhane	$CBrF_3$
14	Tétrafluorure de carbone	CF_4
20	Trichlorméthane	$CHCl_3$
21	Dichlorofluorométhane	$CHCl_2F$
22	Monochlorodifluorométhane	$CHClF_2$
23	Trifluorométhane	CHF_3
30	Dichlorométhane	CH_2Cl_2
31	Monochloromonofluorométhane	CH_2ClF
32	Difluorométhane	CH_2F_2
40	Monochlorométhane	CH_3Cl
41	Monofluorométhane	CH_3F
50*	Méthane	CH_4
110	Hexachloroéthane	CCl_3CCl_3
111	Pentachloromonofluoroéthane	CCl_3CCl_2F
112	Tétrachlorodifluoroéthane	CCl_2FCCl_2F
112a	Tétrachlorodifluoroéthane	CCl_3CClF_2
113	Trichlorotrifluoroéthane	CCl_2FCClF_2
113a	Trichlorotrifluoroéthane	CCl_3CF_3
114	Dichlorotétrafluoroéthane	$CClF_2CClF_2$
114a	Dichlorotétrafluoroéthane	CCl_2FCF_3
114B2	Dibromotétrafluoroéthane	$CBrF_2CBrF_2$
115	Monochloropentafluoroéthane	$CClF_2CF_3$
116	Hexafluoroéthane	CF_3CF_3
120	Pentachloroéthane	$CHCl_2CCl_3$
123	Dichlorotrifluoroéthane	$CHCl_2CF_3$
124	Chlorotétrafluoroéthane	$CHClFCF_3$
124a	Chlorotétrafluoroéthane	CHF_2CClF_2
125	Pentafluoroéthane	CHF_2CF_3
133a	Chlorotrifluoroéthane	CH_2ClCF_3
140a	Trichloroéthane	CH_3CCl_3
142b	Chlorodifluoroéthane	CH_3CClF_2
143a	Trifluoroéthane	CH_3CF_3
150a	Dichloroéthane	CH_3CHCl_2
152a	Difluoroéthane	CH_3CHF_2
160	Monochloroéthane	CH_3CH_2Cl
170*	Éthane	CH_3CH_3
218	Octafluoropropane	$CF_3CF_2CF_3$
290*	Propane	$CH_3CH_2CH_3$
Fluides organiques dérivés de carbures cycliques		
C316	Dichlorohexafluorocyclobutane	$C_4Cl_2F_6$
C317	Monochloroheptafluorocyclobutane	C_4ClF_7
C318	Octafluorocyclobutane	C_4F_8

Fluide frigorigène n°	Désignation chimique	Formule chimique
Mélanges azéotropes		
500	Mélange de R-12 et de R-152a	CCl_2F_2/CH_3CHF_2
501	Mélange de R-22 et de R-12	$CHClF_2/CCl_2F_2$
502	Mélange de R-22 et de R-115	$CHClF_2/CClF_2CF_3$
503	Mélange de R-23 et de R-13	$CHF_3/CClF_3$
504	Mélange de R-32 et de R-115	$CH_2F_2/CClF_2CF_3$
505	Mélange de R-12 et de R-31	CCl_2F_2/CH_2ClF
506	Mélange de R-31 et de R-114	$CH_2ClF/CClF_2CClF_2$
Composés organiques divers		
Carbures d'hydrogène		
50	Méthane	CH_4
170	Éthane	CH_3CH_3
290	Propane	$CH_3CH_2CH_3$
600	Butane	$CH_3CH_2CH_2CH_3$
1150**	Éthylène	$CH_2=CH_2$
1270**	Propylène	$CH_3CH=CH_2$
Composés d'oxygène		
610	Éther d'éthyle	$C_2H_5OC_2H_5$
611	Formiate de méthyle	$HCOOCH_3$
Composés d'azote		
630	Méthanamine	CH_3NH_2
631	Amine d'éthyle	$C_2H_5NH_2$
Composés inorganiques		
702	Hydrogène (normal et para)	H_2
704	Hélium	He
717	Ammoniac	NH_3
718	Eau	H_2O
720	Néon	Ne
728	Azote	N_2
729	Air	$.21O_2$, $.78N_2$, .01A
732	Oxygène	O_2
740	Argon	A
744	Anhydride carbonique	CO_2
744A	Oxyde nitrique	N_2O
764	Anhydride sulfureux	SO_2
Composés organiques non saturés		
1112a	Dichlorodifluoroéthylène	$CCl_2=CF_2$
1113	Monochlorotrifluoroéthylène	$CClF=CF_2$
1114	Tétrafluoroéthylène	$CF_2=CF_2$
1120	Trichloroéthylène	$CHCl=CCl_2$
1130	Dichloroéthylène	$CHCl=CHCl$
1132a	Difluoroéthylène	$CH_2=CF_2$
1140	Chlorure de vinyle	$CH_2=CHCl$
1141	Fluorure de vinyle	$CH2=CHF$
1150	Éthylène	$CH_2=CH_2$
1270	Propylène	$CH_3CH=CH_2$

*Le méthane, l'éthane et le propane sont classés dans la section des hydrocarbures halogénés d'après leur ordre numérique, mais ces composés ne sont pas des hydrocarbures halogénés.

**L'éthylène et le propylène sont répertoriés dans la section des carbures d'hydrogène pour indiquer que ces composés sont des hydrocarbures, cependant, ils sont proprement identifiés dans la section des composés organiques non saturés.

Traduit de l'ASHRAE

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES DE CERTAINS FLUIDES FRIGORIGÈNES EN UNITÉS INTERNATIONALES (SI)
TABLE 4

Fluide frigorigène								
n°	Désignation	Formule chimique	Masse moléculaire	Point d'ébullition[f] °C	Point de congélation °C	Température critique, °C	Pression critique, kPa	Volume critique, L/kg
704	Hélium	He	4,0026	−268,9	aucun	−267,9	228,8	14,43
702p	Hydrogène	H_2	2,0159	−252,8	−259,2	−239,9	1315	33,21
729	Air	...	28,97	−194,3	...	−140,7	3772	3,048
732	Oxygène	O_2	31,9988	−182,9	−218,8	−118,4	5077	2,341
50	Méthane	CH_4	16,04	−161,5	−182,2	− 82,5	4638	6,181
14	Tétrafluorométhane	CF_4	88,01	−127,9	−184,9	− 45,7	3741	1,598
1150	Éthylène	C_2H_4	28,05	−103,7	−169	9,3	5114	4,37
503	b		87,5	− 88,7	...	19,5	4182	2,035
23	Trifluorométhane	CHF_3	70,02	− 82,1	−155	25,6	4833	1,942
13	Monochlorotrifluoro-méthane	$CClF_3$	104,47	− 81,4	−181	28,8	3865	1,729
744	Anhydride carbonique	CO_2	44,01	− 78,4	− 56,6[d]	31,1	7372	2,135
504	c		79,2	− 57,2	...	66,4	4758	2,023
1270	Propylène	C_3H_6	42,09	− 47,7	−185	91,8	4618	4,495
502	d		111,63	− 45,4		82,2	4072	1,785
290	Propane	C_3H_8	44,10	− 42,07	−187,7	96,8	4254	4,545
22	Monochlorodifluoro-méthane	$CHClF_2$	86,48	− 40,76	−160	96,0	4974	1,904
115	Monochloropenta-fluoroéthane	$CClF_2CF_3$	154,48	− 39,1	−106	79,9	3153	1,629
717	Ammoniac	NH_3	17,03	− 33,3	− 77,7	133,0	11417	4,245
500	e		99,31	− 33,5	−159	105,5	4423	2,016
12	Dichlorodifluoro-méthane	CCl_2F_2	120,93	− 29,79	−158	112,0	4113	1,792
152	Difluoroéthane	CH_3CHF_2	66,05	− 25,0	−117	113,5	4492	2,741
764	Anhydride sulfureux	SO_2	64,07	− 10,0	− 75,5	157,5	7875	1,910
142b	Chlorodifluoroéthane	CH_3CClF_2	100,5	− 9,8	−131	137,1	4120	2,297
630	Méthanamine	CH_3NH_2	31,06	− 6,7	− 92,5	156,9	7455	
C318	Octafluorocyclo-butane	C_4F_8	200,04	− 5,8	− 41,4	115,3	2781	1,611
600	Butane	C_4H_{10}	58,13	− 0,5	−138,5	152,0	3794	4,383
21	Dichlorofluoro-méthane	$CHCl_2F$	102,92	8,8	−135	178,5	5168	1,917
631	Amine d'éthyle	$C_2H_5NH_2$	45,08	16,6	− 80,6	183,0	5619	
11	Trichloromonofluoro-méthane	CCl_3F	137,38	23,82	−111	198,0	4406	1,804
610	Éther d'éthyle	C_4H_{10}	74,12	34,6	−116,3	194,0	3603	3,790
216	Dichlorohexa-fluoropropane	$C_3Cl_2F_6$	220,93	35,69	−125,4	180,0	2753	1,742
1120	Trichloroéthylène	$CHCl=CCl_2$	131,39	87,2	− 73	271,1	5016	
718	Eau	H_2O	18,02	100	0	374,2	22103	3,128

[a] A 527 kPa.
[b] R − 23 et R − 13 (40,1/59,9 % par masse).
[c] R − 32 et R − 115 (48,2/51,8 % par masse).
[d] R − 22 et R − 115 (48,8/51,2 % par masse).
[e] R − 12 et 152a (73,8/26,2 % par masse).
[f] A pression atmosphérique normale (101,3 kPa).

Traduit de l'ASHRAE

CLASSIFICATION DES GAZ ET VAPEURS PAR GROUPES DE TOXICITÉ PAR UNDERWRITER'S LABORATORIES
TABLE 5

Fluide frigorigène		Classification ANSI B9.1-1971	Classification — UL	Limites d'explosibilité, % par volume
N°	Désignation			
50	Méthane	3[a]	5b	4,9 à 15,0
14	Tétrafluorométhane	1[a]	6[a]	Ininflammable
1150	Éthylène	3[a]	5b	3,0 à 25,0
13	Monochlorotrifluorométhane	1	6	Ininflammable
744	Anhydride carbonique	1	5*	Ininflammable
13B1	Trifluoromonobromométhane	1[a]	6	Ininflammable
290	Propane	3	5b*	2,3 à 7,3
502	. . .	1	5a	Ininflammable
22	Monochlorodifluorométhane	1	5a**	Ininflammable
717	Ammoniac	2	2*	16,0 à 25,0
500	. . .	1	5a	Ininflammable
12	Dichlorodifluorométhane	1	6*	Ininflammable
764	Anhydride sulfureux	2	1*	Ininflammable
600	Butane	3	5*	1,6 à 6,5
21	Dichlorofluorométhane	1	4-5†	Ininflammable
11	Trichloromonofluorométhane	1	5*	Ininflammable

*Rapport MH-2375 — Underwriter's Laboratories
**Rapport MH-3134 — Underwriter's Laboratories
†Rapport MH-2630 — Underwriter's Laboratories

Groupe	Définition	Exemples
1	Gaz et vapeurs qui en concentration d'environ 0,5 à 1% ont des effets mortels ou très sérieux sur l'organisme au bout de cinq minutes.	Anhydride sulfureux
2	Gaz ou vapeurs qui en concentration d'environ 0,5 à 1% ont des effets mortels ou physiologiques très sérieux sur l'organisme au bout d'une demi-heure.	Ammoniac Bromure de méthyl
3	Gaz ou vapeurs qui en concentration d'environ 2 à 2,5% ont des effets mortels ou physiologiques très sérieux sur l'organisme au bout d'une heure.	Tétrachlorométhane Trichlorméthane Formiate de méthyle
4	Gaz ou vapeurs qui en concentration de 2 à 2,5% ont des effets mortels ou physiologiques très sérieux sur l'organisme au bout de deux heures environ.	Dichloroéthylene Monochlorométhane Bromure d'éthyle
Entre 4 et 5	Légèrement moins toxiques le groupe 4.	Dichlorométhaneque Monochloroéthane
	Beaucoup moins toxiques que le groupe 4 mais légèrement plus toxiques que le groupe 5	R-113
5a	Gaz ou vapeurs beaucoup moins toxiques que le groupe 4, mais plus toxiques que le groupe 6	R-11 R-22 Anhydride carbonique
5b	Gaz ou vapeurs pouvant être classés soit dans le groupe 5a ou dans le groupe 6	Éthane Propane Butane
6	Gaz ou vapeurs qui en concentration jusqu'à 20% du volume dans l'air ne semblent pas avoir d'effet sur l'organisme au bout de 2 heures.	R-12 R-114 R-13B1

Traduit de l'ASHRAE

COMPARAISON ENTRE QUATRE TYPES DE COMPRESSEURS POUR INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES
TABLE 6

Avantages	Désavantages
Compresseur rotatif à palettes	
• Bon rendement comme surpresseur : rendement égal aux compresseurs à vis et supérieur à celui des compresseurs à piston • Peut travailler à basse pression • Mécaniquement fiable	• Limites au niveau de la pression de refoulement • Rapport de la pression globale limité à environ 7:1 • Mauvaises caractéristiques à charge partielle
Compresseur à piston	
• Principal type de compresseur utilisé dans l'industrie • Gamme complète de grosseurs et de puissances • Efficace en charge partielle • Relativement peu coûteux • Minimum de support technique requis	• Chute de rendement volumétrique à de hauts rapports de pression • Fréquents travaux d'entretien exigés • Aucun liquide toléré • Refroidissement par eau nécessaire pour les systèmes fonctionnant à l'ammoniac
Compresseur à vis	
• Bon rendement à pleine charge • Unités de grande puissance disponibles • Coûts d'entretien peu élevés • Fiabilité • Liquides tolérés • Refroidissement par injection de liquide en option • Puissance variable à l'infini • Grande souplesse d'utilisation	• Rendement médiocre en charge partielle • Prix élevé par petits compresseurs • Réparations coûteuses dans les endroits isolés
Compresseur centrifuge	
• Efficace à pleine charge • Unités de grand puissance très peu encombrantes	• Matériel de précision fonctionnant à haute vitesse • Utilisable seulement avec fluides frigorigènes de type fréon • Inefficace en charge partielle • Sérieuses limites d'opération

EFFETS DE L'ENTRETIEN INADÉQUAT SUR L'EFFICACITÉ D'UN COMPRESSEUR À PISTONS D'UNE PUISSANCE DE 17.5 kW
TABLE 7A

État	Température d'aspiration (°C)	Température de refoulement (°C)	Puissance du compresseur (kW)	Puissance d'alimentation (kW)	kW de refroidissement par kW d'alimentation	Diminution de la puissance (%)
Normal	4,4	48,9	18,2	6,5	2,8	—
Évaporateur encrassé	2,8	48,9	17,2	6,3	2,7	5,6
Condenseur encrassé	5,6	54,4	17,3	7,1	2,4	4,8
Évaporateur et condenseur encrassés	1,7	54,4	14,6	6,5	2,3	19,4

EFFETS DE L'ENTRETIEN INADÉQUAT SUR L'EFFICACITÉ D'UN COMPRESSEUR À PISTONS D'UNE PUISSANCE DE 60 kW
TABLE 7B

État	Température d'aspiration (°C)	Température de refoulement (°C)	Puissance du compresseur (kW)	Puissance d'alimentation (kW)	kW de refroidissement par kW d'alimentation	Diminution de la puissance (%)
Normal	7,2	40,6	59,8	11,9	5,0	—
Évaporateur encrassé	1,7	40,1	48,5	11,4	4,3	18,9
Condenseur encrassé	7,2	46,1	54,9	13,1	4,2	8,2
Évaporateur et condenseur encrassés	1,7	46,1	44,7	12,2	3,7	25,41

EFFETS DE L'ENTRETIEN INADÉQUAT SUR L'EFFICACITÉ D'UN REFROIDISSEUR À ABSORPTION DE 1 830 kW

TABLE 8

État	Température de l'eau réfrigérée (°C)	Température de l'eau du condenseur (°C)	Puissance du refroidissement (kW)	Apport de vapeur (kg/kW·h)	Augmentation de l'apport de vapeur (%)	Diminution de la puissance (%)
Normal	6,7	29,4	1029	2,42	—	—
Évaporateur encrassé	4,4	32,2	1646	2,48	2,5	10
Condenseur encrassé	6,7	29,4	1607	2,49	3	12
Évaporateur et condenseur encrassés	4,4	32,2	1393	2,60	7,5	23,8

CONVERSIONS COURANTES

1 baril (35 gal imp.) (42 gal U.S.)	= 159,1 litres
1 gallon (imp.)	= 1,20094 gallon (U.S.)
1 cheval vapeur (chaudière)	= 9809,6 watts
1 cheval vapeur	= 2545 Btu/heure
1 cheval vapeur	= 0,746 kilowatts
1 joule	= 1 N-m
Kelvin	= (°C + 273,15)
1 kilowatt-heure	= 3600 kilojoules
1 Newton	= 1 Kg-m/s^2
1 thermie	= 10^5 Btu
1 tonne (réfrigérant)	= 12002,84 Btu/heure
1 tonne (réfrigérant)	= 3516,8 watts
1 watt	= 1 joule/seconde
degré Rankine	= (°F + 459,67)

Cubes

1 v^3	= 27 pi^3
1 pi^3	= 1728 po^3
1 cm^3	= 1000 mm^3
1 m^3	= 10^6 cm^3
1 m^3	= 1000 L

Carrés

1 v^2	= 9 pi^2
1 pi^2	= 144 po^2
1 cm^2	= 100 mm^2
1 m^2	= 10000 cm^2

PRÉFIXES SI

Préfixe	Symbole	Valeur numérique	Exposant
téra	T	1 000 000 000 000	10^{12}
giga	G	1 000 000 000	10^9
méga	M	1 000 000	10^6
kilo	k	1 000	10^3
hecto	h	100	10^2
déca	da	10	10^1
déci	d	0,1	10^{-1}
centi	c	0,01	10^{-2}
milli	m	0,001	10^{-3}
micro	u	0,000 001	10^{-6}
nano	n	0,000 000 001	10^{-9}
pico	p	0,000 000 000 001	10^{-12}

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS MÉTRIQUES EN UNITÉS IMPÉRIALES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/centimètre carré	A/cm^2	ampère/pouce carré	A/po^2	6,452
degré Celsius	°C	degré Fahrenheit	°F	(°C × 9/5) + 32
centimètre	cm	pouce	po	0,3937
centimètre cube	cm^3	pouce cube	po^3	0,06102
mètre cube	m^3	pied cube	pi^3	35,314
gramme	g	once	oz	0,03527
gramme	g	livre	lb	0,0022
gramme/litre	g/L	livre/pied cube	lb/pi^3	0,06243
joule	J	Btu	Btu	$9,480 \times 10^{-4}$
joule	J	pied-livre	pi-lb	0,7376
joule	J	cheval vapeur-heure	cv-h	$3,73 \times 10^{-7}$
joule/mètre, (Newton)	J/m, N	livre	lb	0,2248
kilogramme	kg	livre	lb	2,205
kilogramme	kg	tonne (longue)	tonne	$9,842 \times 10^{-4}$
kilogramme	kg	tonne (courte)	tn	$1,102 \times 10^{-3}$
kilomètre	km	mille	mille	0,6214
kilopascal	kPa	atmosphère	atm	$9,87 \times 10^{-3}$
kilopascal	kPa	pouce de mercure (32°F)	po de Hg	0,2953
kilopascal	kPa	pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	4,0147
kilopascal	kPa	livre/pouce carré	lb/po^2	0,1450
kilowatt	kW	pied-livre/seconde	pi-lb/s	737,6
kilowatt	kW	cheval vapeur	cv	1,341
kilowatt-heure	kWh	Btu	Btu	3413
litre	L	pied cube	pi^3	0,03531
litre	L	gallon (imp.)	gal (imp.)	0,21998
litre	L	gallon (U.S.)	gal (U.S.)	0,2642
litre/seconde	L/s	pied cube/minute	pi^3/min	2,1186
lumen/mètre carré	lm/m^2	lumen par pied carré	lm/pi^2	0,09290
lux, lumen/mètre carré	lx, lm/m^2	pied bougie	pi-b	0,09290
mètre	m	pied	pi	3,281
mètre	m	verge	yd	1,09361
partie par million	ppm	grain/gallon (imp.)	gr/gal (imp.)	0,07
partie par million	ppm	grain/gallon (U.S.)	gr/gal (U.S.)	0,05842
perméance (métrique)	PERM	perméance (imp.)	perm	0,01748
centimètre carré	cm^2	pouce carré	po^2	0,1550
mètre carré	m^2	pied carré	pi^2	10,764
mètre carré	m^2	verge carré	v^2	1,196
tonne (métrique)	t	livre	lb	2204,6
watt	W	Btu/heure	Btu/h	3,413
watt	W	lumen	lm	668,45

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
ampère/po^2	A/po^2	ampère/cm^2	A/cm^2	0,1550
atmosphère	atm	kilopascal	kPa	101,325
British Thermal Unit	Btu	joule	J	1054,8
Btu	Btu	kilogramme-mètre	kg-m	107,56
Btu	Btu	kilowatt-heure	kWh	$2{,}928 \times 10^{-4}$
Btu/heure	Btu/h	watt	W	0,2931
calorie, gramme	cal ou	g-cal joule	J	4,186
chaîne	chaîne	mètre	m	20,11684
pied cube	pi^3	mètre cube	m^3	0,02832
pied cube	pi^3	litre	L	28,32
pied cube/minute	pi^3/m	litre/seconde	L/s	0,47195
cycle/seconde	c/s	Hertz	Hz	1,00
degré Fahrenheit	°F	degré Celsius	°C	(°F-32)/1,8
pied	pi	mètre	m	0,3048
pied bougie	pi-b	lux, lumen/ mètre carré	lx, lm/m^2	10,764
pied lambert	pi-L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,42626
pied-livre	pi-lb	joule	J	1,356
pied-livre	pi-lb	kilogramme-mètre	kg-m	0,1383
pied livre/seconde	pi-lb/s	kilowatt	kW	$1{,}356 \times 10^{-3}$
gallon (imp.)	gal (imp.)	litre	L	4,546
gallon (U.S.)	gal (U.S.)	litre	L	3,785
grain/gallon (imp.)	gr/gal(imp.)	partie par million	ppm	14,286
grain/gallon (U.S.)	gr/gal(U.S.)	partie par million	ppm	17,118
cheval vapeur	cv	watt	W	745,7
cheval vapeur-heure	cv-h	joule	J	$2{,}684 \times 10^{6}$
pouce	po	centimètre	cm	2,540
pouce de mercure (32°F)	po de Hg	kilopascal	kPa	3,386
pouce d'eau (4°C)	po d'H_2O	kilopascal	kPa	0,2491

TABLES DE CONVERSION DES UNITÉS IMPÉRIALES EN UNITÉS MÉTRIQUES (CONT.)

DE	SYMBOLE	À	SYMBOLE	VALEUR NUMÉRIQUE
lambert	L*	candela/mètre carré	cd/m^2	3,183
lumen/pied carré	lm/pi^2	lumen/mètre carré	lm/m^2	10,76
lumen	lm	watt	W	0,001496
mile	mille	kilomètre	km	1,6093
once	oz	gramme	g	28,35
perm (0°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5{,}721 \times 10^{-11}$
perm (23°C)	perm	kilogramme par pascal-seconde-mètre carré	$kg/(Pa\text{-}s\text{-}m^2)$ (PERM)	$5{,}745 \times 10^{-11}$
perm-pouce (0°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1{,}4532 \times 10^{-12}$
perm-pouce (23°C)	perm-po	kilogramme par pascal-seconde-mètre	kg/(Pa-s-m)	$1{,}4593 \times 10^{-12}$
chopine (imp.)	chopine	litre	L	0,56826
livre	lb	gramme	g	453,5924
livre	lb	joule/mètre (Newton)	J/m N	4,448
livre	lb	kilogramme	kg	0,4536
livre	lb	tonne (métrique)	t	$4{,}536 \times 10^{-4}$
livre/pied cube	lb/pi^3	gramme/litre	g/L	16,02
livre/pouce carré	lb/po^2	kilopascal	kPa	6,89476
pinte	pinte	litre	L	1,1365
slug	slug	kilogramme	kg	14,5939
pied carré	pi^2	mètre carré	m^2	0,09290
pouce carré	po^2	centimètre carré	cm^2	6,452
verge carré	v^2	mètre carré	m^2	0,83613
tonne (longue)	ton	kilogramme	kg	1016
tonne (courte)	tn	kilogramme	kg	907,185
verge	v	mètre	m	0,9144

* "L" tel qu'utilisé dans l'éclairement.

Les valeurs typiques qui suivent peuvent servir de facteurs de conversion quand les données réelles manquent. Les équivalents en MJ et en BTU correspondent à la chaleur de combustion. Les chiffres applicables aux hydrocarbures correspondent à la valeur calorifique la plus élevée (poids humide). Certains produits sont de toute évidence des matières premières, mais ont été inclus au tableau pour le rendre plus complet et pour servir de référence. Les facteurs de conversion pour le charbon sont approximatifs puisque la valeur calorifique de ce produit varie selon la mine d'où il a été extrait.

TYPE D'ÉNERGIE	MÉTRIQUE	IMPÉRIAL
CHARBON		
— métallurgique	29 000 mégajoules/tonne	25,0 × 10^6 BTU/tonne
— anthracite	30 000 mégajoules/tonne	25.8 × 10^6 BTU/tonne
— bitumineux	32 100 mégajoules/tonne	27,6 × 10^6 BTU/tonne
— sous-bitumineux	22 100 mégajoules/tonne	19,0 × 10^6 BTU/tonne
— lignite	16 700 mégajoules/tonne	14,4 × 10^6 BTU/tonne
COKE		
— métallurgique	30 200 mégajoules/tonne	26,0 × 10^6 BTU/tonne
— pétrolier		
— brut	23 300 mégajoules/tonne	20,0 × 10^6 BTU/tonne
— calciné	32 600 mégajoules/tonne	28,0 × 10^6 BTU/tonne
POIX	37 200 mégajoules/tonne	32,0 × 10^6 BTU/tonne
PÉTROLE BRUT	38,5 mégajoules/litre	5,8 × 10^6 BTU/baril
MAZOUT N° 2	38,68 mégajoules/litre	5,88 × 10^6 BTU/baril 0,168 × 10^6 BTU/GI
PÉTROLE N° 4	40,1 mégajoules/litre	6,04 × 10^6 BTU/baril 0,173 × 10^6 BTU/GI
PÉTROLE N° 6 (MAZOUT LOURD C)		
— 2,5% soufre	42,3 mégajoules/litre	6,38 × 10^6 BTU/baril 0,182 × 10^6 BTU/GI
— 1,0% soufre	40,5 mégajoules/litre	6,11 × 10^6 BTU/baril 0,174 × 10^6 BTU/GI
— 0,5% soufre	40,2 mégajoules/litre	6,05 × 10^6 BTU/baril 0,173 × 10^6 BTU/GI
KÉROSÈNE	37,68 mégajoules/litre	0,167 × 10^6 BTU/GI
DIESEL	38,68 mégajoules/litre	0,172 × 10^6 BTU/GI
GAZOLINE	36,2 mégajoules/litre	0,156 × 10^6 BTU/GI
GAZ NATUREL	37,2 mégajoules/m^3	1,00 × 10^6 BTU/M pi^3
PROPANE	50,3 mégajoules/kg 26,6 mégajoules/litre	0,02165 × 10^6 BTU/lb 0,1145 × 10^6 BTU/GI
ÉLECTRICITÉ	3,6 mégajoules/kWh	0,003413 × 10^6 BTU/kWh

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1
Page 1 de 2

Entreprise : _____ Date : _____

Endroit : _____ Par : _____

Energie utilisée ou substituée par année = _____ MJ/an

Détails :

ou, = $\frac{\text{_____}}{3{,}6}$ $\frac{\text{MJ/an}}{\text{MJ/kWh}}$

= _____ kWh/an (1)

Coûts des combustibles :

- Gaz ..... ($/m^3) _____ (2)
- Mazout ..... ($/L) _____ (3)
- Electricité ..... ($/kWh) _____ (4) (ne pas tenir compte des frais pour les appels de puissance)
- Autres ..... ($/unité) _____ (5) _____ unité (L, m^3, tonne, kg)

Contenu énergétique des combustibles (autres que l'électricité)

- Type de carburant _____
- contenu énergétique _____ MJ par _____ (6)
  (L, kg, m^3, tonne)

(Tiré des registres du procédé ou de l'annexe C)

Coûts de l'énergie
Feuille de travail 11-1
Page 2 de 2

Entreprise : _____ Date : _____

Endroit : _____ Par : _____

Coût de l'énergie utilisée ou substituée par année

- Gaz

$$AG = \frac{\text{_____ (1) x _____ (2)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

- Mazout

$$AO = \frac{\text{_____ (1) x _____ (3)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

- Electricité

$$AE = \text{_____ (1) x _____ (4)} = \text{_____ \$/an}$$

- Autre

$$AF = \frac{\text{_____ (1) x _____ (5)}}{\text{_____ (6) x _____ (eff.)}} = \text{_____ \$/an}$$

Où, eff. = efficacité du système de chauffage

AG = coût annuel du gaz

AO = coût annuel du mazout

AE = coût annuel de l'électricité

AF = coût annuel du combustible

Pour les systèmes au gaz ou à l'huile, eff. = 0,8

Pour les systèmes à l'électricité, eff. = 1,0

Énergie calorifique récupérable dans les effluents d'eau usée pour préchauffer de l'eau pour procédés

(Méthode approximative)

Feuille de travail 11-2

Page 1 de 2

Entreprise : _____ Date : _____

Endroit : _____ Par : _____

Effluent d'eau usée : _____

- Débit d'eau (fw) _____ L/s
- Température actuelle de l'eau (t_1) _____ °C
- Température proposée de l'eau à la sortie (t_2) _____ °C
  (obtenir cette valeur du fabricant de l'échangeur de chaleur ou utiliser cette formule approximative : $t_2 = t_1 - 5°$)
- Chaleur disponible, (Q) = fw x ($t_1 - t_2$) x 15 MJ/h

= _____ x (_____ − _____) x 15

= _____ MJ/h

ou $\frac{\text{_____ MJ/h}}{\underset{\text{s/h}}{3\,600}}$

= _____ MJ/s

Efficacité du l'échangeur de chaleur proposé _____%
(valeur obtenue du fabricant de l'échangeur de chaleur)

Chaleur disponible = _____ MJ/s x $\frac{\text{_____\%}}{100}$

= _____ MJ/s (1)

Énergie calorifique récupérable dans les effluents d'eau usée pour préchauffer de l'eau pour procédés
(Méthode approximative)
Feuille de travail 11-2
Page 2 de 2

Entreprise : _____ Date : _____

Endroit : _____ Par : _____

Ecoulement pour le procédé

Débit d'eau (fw) _____ L/s

Température de l'eau à l'entrée (t_1) _____ °C

Température de l'eau réquise (t_2) _____ °C
Chaleur nécessaire, (Q) = fw x (t_1 − t_2) x 15MJ/h

= _____ x (_____ − _____) x 15

= _____ MJ/h

ou $\frac{\text{_____ MJ/h}}{\text{3 600 s/h}}$ (éliminer le signe négatif)

= _____ MJ/s (2)

Chaleur nécessaire pour le chauffage de l'eau de procédé.

= _____ (2) − _____ (1)

= _____ MJ/s (3)